

Ланчуковский В. И., Козьминых А. В. Автоматизированные системы управления судовых дизельных и газотурбинных установок. Учебник.-М.: Транспорт, 1983.-320 с.

В учебнике рассматриваются вопросы теории и эксплуатации автоматизированных систем управления судовых дизельных и газотурбинных установок в качестве подсистем АСУ технологическими процессами морских судов. Основное внимание уделяется изучению судовых дизельных и газотурбинных установок как объектов автоматизации, автоматического регулирования, управления и контроля.

При изложении учебного материала нашли применение методы исследования динамики систем автоматического регулирования, алгоритмизации процессов управления, моделирования процессов на ЭВМ, теории оптимального управления и нелинейных систем. Значительное место занимают описание устройства и анализ опыта эксплуатации средств автоматизации, обеспечивающих безвахтенное обслуживание судовых энергетических установок.

Учебник предназначен для учащихся факультетов автоматизации и может быть использован слушателями курсов повышения квалификации командного состава судов, инженерно-техническими работниками производственных, проектных и научных организаций Министерства морского флота.

Ил. 188, табл. 21, библиогр. 37 назв.

Рецензенты: докт. техн. наук проф. В. Ф. Сыромятников, канд. техн. наук Б. А. Гликин

Заведующий редакцией А. П. Филиппов
Редактор З. Д. Лапина

*ВЛАДИМИР ИЛЬИЧ ЛАНЧУКОВСКИЙ
АНАТОЛИЙ ВАСИЛЬЕВИЧ КОЗЬМИНЫХ*

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ И ГАЗОТУРБИНЫХ УСТАНОВОК

Предметный указатель составлен З. Д. Лапиной
Переплет художника Е. Б. Шапаловой
Технический редактор Н. Б. Усанова
Корректор-вычитчик М. Г. Плотника
Корректор В. А. Воробьева
ИБ № 2147

Слано в набор 17.12.82. Подписано в печать 04.10.83- Т-17268. Формат 60 х 90¹/₁₆. Бум. тип. № 2. Гарнитура «Тайме». Offsetная печать. Усл. нсч. л. 20,0. Усл. кр.-отт. 20,0. Уч.-изд. л. 24,77. Тираж 3200 экз. Заказ 1605. Цена 1 р. 10 к. Изд. № 1-1-1/1, №0940.
Ордена «Знак Почета» издательство «ТРАНСПОРТ». 107174, Москва, Басманный туп., 6а.

Набор и фотоформы изготовлены в Можайском полиграфкомбинате Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 143200, Можайск, ул. Мира, 93.

Отпечатано в Московской типографии № 4 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 129041, Москва, Б. Переяславская ул., 46. Т.т. В. И. УльиУова

Л 3605030000-171
049 (01)-83 171-83

Издательство «Транспорт», 1983

В последнее десятилетие автоматизация судовых дизельных и газотурбинных установок претерпела большие изменения: значительно возрос объем автоматизированных операций, усложнились средства автоматизации, и, главное, автоматизация обеспечила повышение производительности труда судового экипажа и безопасности мореплавания. Изучению автоматизации судовых энергетических установок должно отводиться все большее место в подготовке судовых специалистов.

В учебнике обобщены сведения, содержащиеся в современной учебной и научно-технической литературе по данной теме, т.е. труд многих ученых и инженерно-технических работников в области автоматизации судовых технологических процессов. Однако вопросы функционирования, эксплуатации и исследования средств автоматизации дизельных и газотурбинных установок судов новой постройки еще не получили в учебной литературе достаточно полного отражения. Авторы надеются, что данный учебник выполнит этот пробел.

Эффективность эксплуатации современного автоматизированного судна в равной степени зависит от качества работы как судовых объектов, так и средств автоматизации. Изучение энергетического оборудования и систем автоматизации в отрыве друг от друга не соответствует реальным условиям работы специалистов. В связи с этим при подготовке учебника авторы стремились уделить должное внимание и средствам, и объектам автоматизации, изложить вопросы их теории и эксплуатации в тесной взаимосвязи.

Учебник состоит из пяти разделов, в которых последовательно рассматриваются объекты управления и средства их автоматизации. Для исключения дублирования аналогичных вопросов автоматизации дизельных и газотурбинных установок введены общие главы по судовой энергетической установке как объекту автоматизации и автоматическому регулированию основных параметров. Необходимое внимание уделено современным системам дистанционного автоматизированного управления, централизованного контроля и технической диагностики. Заключительная часть книги посвящена вопросам технической эксплуатации судовых средств автоматизации.

В. И. Ланчуковским написаны введение, гл. II, V, VII, XI, XIII, XV, § 1-5, 8, 37, 47-50, 54, А. В. Козьминых-гл. III, IV (кроме § 17), VI, VIII, IX, XII, XVI, XVII, § 6, 7, 51-53, А. А. Михайличенко-гл. XIV.

Авторы выражают благодарность рецензентам докт. техн. наук проф. В. Ф. Сыромятникову и канд. техн. наук Б. А. Гликину за ценные рекомендации и замечания, которые позволили улучшить содержание учебника.

99/26584

ВВЕДЕНИЕ

Советский морской флот — быстро развивающаяся отрасль народного хозяйства. В соответствии с решениями Коммунистической партии и Советского правительства строятся новые порты и перегрузочные комплексы, совершенствуются формы работы транспортных узлов и методы управления флотом, получают дальнейшее развитие перевозки на Севере и Дальнем Востоке нашей страны. Пополнение флота происходит в основном посредством строительства крупнотоннажных специализированных судов, осуществляющих перевозку контейнеров и колесной техники, лихтеров и тяжеловесных грузов, лесоматериалов и руды, жидких, газообразных, охлажденных и других грузов.

В качестве судовых энергетических установок (СЭУ) получают распространение наряду с малооборотными дизелями среднеоборотные, а также газотурбинные и газопаровые установки, обеспечивающие высокие скорости специализированным судам. Как правило, эти суда характеризуются высокой степенью автоматизации энергетических установок.

Автоматизация производственных процессов является одним из главных направлений научно-технического прогресса на морском транспорте. В Министерстве морского флота, пароходствах, портах и на судоремонтных заводах на базе вычислительных центров и лабораторий созданы автоматизированные системы управления (АСУ), которые объединены в автоматизированную систему управления морским флотом (АСУ «Морфлот»). Эта система построена по иерархическому принципу и на каждом уровне обеспечивает сбор и переработку информации, выдает систематизированные данные, необходимые для решения задач оптимального управления портом или заводом, пароходством или министерством.

В 60-е годы на морских судах получили распространение системы комплексной автоматизации энергетических установок и автоматизированные навигационные комплексы, которые решают задачи автоматизации управления основными судовыми технологическими процессами и способствуют повышению безопасности мореплавания, экономичности работы судна и росту производительности труда членов экипажа.

По существу судовые системы управления, в том числе автоматизированные системы управления технологическими процессами (АСУ ТП), являются типичными эргатическими системами управления (ЭСУ), так как необходимой составной частью этих систем является человек — судовой

специалист (рис. 1). На современных автоматизированных судах основным местом несения вахты являются рулевая рубка и центральный пост управления (ЦПУ), в которых располагаются органы управления и средства контроля судового оборудования. Вахтенный механик или штурман постоянно взаимодействуют с главным двигателем, техническими средствами судовождения, судовыми механизмами и системами, выполняя с помощью средств автоматизации функции оператора.

В эргатической системе управления человек-оператор, средства автоматизированного управления, главный двигатель, движитель и корпус судна составляют единую замкнутую динамическую систему. Динамические и алгоритмические свойства систем автоматики и оператора накладываются на динамику пропульсивного комплекса; это требует исследования движения судна как эргатической системы.

Роль человека-оператора в управлении судовыми процессами может быть различной в зависимости от его квалификации и уровня автоматизации судового оборудования. Анализ причин аварийности судов морского флота свидетельствует о том, что в большинстве случаев аварии возникали в результате неправильных действий судовых специалистов. Поэтому наряду с улучшением профессиональной подготовки специалистов и совершенствованием судовых технических средств важно повышать качество их взаимодействия.

Системы автоматизации судовых дизельных и газотурбинных установок. Дизельные и газотурбинные установки современных морских судов характеризуются высокой мощностью и имеют в своем составе большое число двигателей, механизмов и систем. Они обеспечивают движение судна с требуемой скоростью, снабжают электрической и тепловой энергией различные потребители. Условия движения судна и работы главных двигателей и вспомогательных механизмов не остаются постоянными в связи с изменением состояния моря и погоды, фарватера и района плавания, производственных заданий и рабочих режимов. При этом должна обеспечиваться высокая экономичность, надежность и длительность работы отдельных агрегатов и судовой энергетической установки в соответствии с правилами технической эксплуатации. Выполнение этих требований в сочетании с повышением производительности и улучшением условий труда судовых экипажей возможно в результате автоматизации процессов СЭУ.

В 1967-1970 гг. были построены первые советские суда с высокоавтоматизированными энергетическими установками: теплоходы типа «Новгород» с главным двигателем фирмы «Зульцер», теплоход «Котовский» с главным двигателем фирмы «Фиат», газотурбоход «Парижская коммуна» с газотурбинным двигателем типа ГТУ-20 и теплоход «Светлогорск» с главным двигателем Брянского машиностроительного завода.

В зависимости от степени автоматизации классификационные общества присваивают судам символы. Регистр СССР установил автоматизированным судам два знака:

A1 — уровень автоматизации СЭУ, обеспечивающий безвахтенное обслуживание;

A2 — уровень автоматизации СЭУ, обеспечивающий безвахтенное обслуживание машинного отделения и несение вахты одним механиком на ЦПУ.

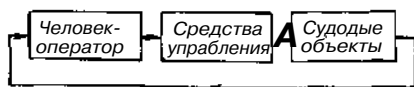


Рис. 1. Эргатическая система управления судовых объектов

Принятая классификация автоматизированных судов определяет важную целевую функцию автоматизации - повышение производительности труда судового экипажа. Реализация этой функции возможна при условии применения на судах высокоэффективных средств автоматизации.

Для обеспечения безвахтенного обслуживания на судах со знаками автоматизации А1 и А2 устанавливается большое число систем автоматизации СЭУ, включающих вычислительные машины, логические устройства и средства регулирования. Если в процессе эксплуатации безвахтенное обслуживание автоматизированной СЭУ не обеспечивается, то знак автоматизации судну не подтверждается.

Суда со знаком автоматизации А1 должны быть оборудованы системами и устройствами автоматизации таким образом и в таком объеме, чтобы при потере знака А1 суда могли нормально эксплуатироваться со знаком автоматизации А2 или без знака в символе класса Регистра СССР.

Современные суда имеют в основном знак автоматизации А2. К ним относятся универсальные суда типа «Герои-панфиловцы», танкеры типа «Командарм Федько», нефтерудовозы типа «Борис Бутома», пассажирские суда типа «Белоруссия», ролкеры типа «Академик Туполев», газозовы типа «Моссвет», контейнеровозы типа «Александр Фадеев», газотурбинные контейнеровозы типа «Капитан Смирнов» и др.

Объем автоматизации энергетических установок судов, построенных в соответствии со знаком А2 в символе класса Регистра СССР, определяется требованиями Министерства морского флота и включает:

дистанционное автоматизированное управление (ДАУ) главными двигателями из рулевой рубки и с ЦПУ;

дистанционное автоматизированное и автоматическое управление дизель-генераторами, насосами охлаждения и смазки, вспомогательным котлом и котлом-утилизатором, сепараторами топлива и воздушными компрессорами;

дистанционный пуск и остановку вентиляторов и пожарных насосов;

дистанционный замер уровней жидкости в цистернах и осушение колодцев;

автоматическое регулирование вязкости тяжелого топлива и температуры;

автоматическую сигнализацию и регистрацию контролируемых величин СЭУ;

дистанционное автоматизированное и автоматическое управление швартовными и буксирными лебедками, насосами и клинкетам грузовых систем танкеров;

дистанционное измерение длины вытравленной якорной цепи;

дистанционное измерение уровня груза в танках и параметров системы трюмного кондиционирования воздуха.

Системы автоматизированного управления СЭУ построены по принципу трехступенчатой иерархической структуры, представленной на рис. 2 (пульты управления рулевой рубки, центрального и местного постов управления).

Рулевая рубка располагается на ходовом мостике судна и является основным местом несения ходовой вахты судоводительским персоналом. В рулевой рубке установлены приборы связи и контроля, технические сред-

ства судовождения и пульты дистанционного автоматизированного управления главным двигателем. Вахтенный помощник капитана анализирует навигационную обстановку движения судна, работу судового оборудования и при необходимости осуществляет управляющие воздействия на соответствующие органы управления пультов ДАУ главного двигателя.

Центральный пост управления оборудуется в средней части машинного отделения и служит для несения вахты механиком на ходу судна. В ЦПУ располагаются приборы и индикаторы, устройства светозвуковой сигнализации и регистрации, панели и мнемосхемы, пульта управления двигателями и вспомогательными механизмами, которые образуют информационную модель СЭУ. Вахтенный механик анализирует режимы работы и техническое состояние энергетического оборудования в результате взаимодействия с информационной моделью СЭУ и периодических выходов в машинное отделение.

Центральный пост управления оборудуют в соответствии с требованиями инженерной психологии, которая устанавливает основные принципы согласования конструкций органов управления и элементов информационной модели СЭУ с анатомическими, физиологическими и психологическими свойствами человека. Накопленный в промышленности и на транспорте опыт показал, что гармоническое цветовое окружение в ЦПУ позволяет повысить производительность труда, замена черных рукояток управления цветными и рациональный подбор приборов на пультах существенно снижают число ошибок оператора при управлении и считывании показаний приборов.

На судах со знаком автоматизации А2 вахтенный механик выполняет функции оператора, управляя с ЦПУ главными и вспомогательными двигателями, котлами, сепараторами, компрессорами, насосами и другим оборудованием. При этом во многих случаях процесс управления сводится к изменению заданий или программ работы автоматизированного оборудования.

В машинном отделении непосредственно у двигателей и вспомогательных механизмов располагаются местные посты с органами управления и вторичными приборами, измеряющими наиболее важные параметры. Местные посты используются на судах с вахтенным обслуживанием машинных отделений и в случаях отказов работы средств автоматизированного управления из ЦПУ или из рулевой рубки. Непосредственно на двигателях, механизмах и системах установлены десятки автоматических регуляторов и сотни датчиков контролируемых величин.

Системы ДАУ главных двигателей обеспечивают автоматизацию процессов управления пуском, реверсом, изменением режима работы главных двигателей при дистанционном задании команд. Они включают логическую часть, реализующую программы управления, исполнительные меха-

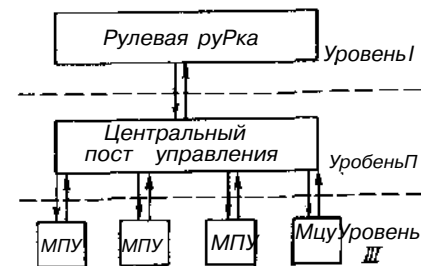


Рис. 2. Структура управления СЭУ: МПУ-местный пост управления

низмы, воздействующие на органы управления главного двигателя, и пульты управления ДАУ, установленные на ходовом мостике и в ЦПУ. В качестве логических средств в системах ДАУ применяются электронные полупроводниковые, электромеханические и пневматические элементы. Исполнительными механизмами обычно служат электрические и пневматические сервомоторы. Современные системы ДАУ построены на различных элементах и потому являются комбинированными.

На пультах управления системы ДАУ располагаются рукоятки управления, вторичные приборы, табло световой сигнализации функционирования ДАУ и регистрирующие устройства. Системы ДАУ главных двигателей реализуют оптимальные алгоритмы управления и обеспечивают повышение маневренных качеств судна.

Дистанционное автоматизированное и автоматическое управление дизель-генераторами и вспомогательными механизмами предусматривает их пуск и остановку при дистанционной подаче команд или при достижении управляемым параметром определенного значения. Так, например, воздушные компрессоры, насосы балластной и осушительной систем могут включаться дистанционно из ЦПУ. Параллельно работающие дизель-генераторы автоматически отключаются, если суммарная нагрузка уменьшается до 30%. Насосы осушительной системы автоматически включаются, если уровень в колодцах достигает определенного значения.

Автоматические регуляторы обеспечивают поддержание на заданном уровне наиболее важных параметров главного двигателя и вспомогательных механизмов. Например, на главном двигателе для стабилизации его режимов установлены регуляторы угловой скорости вала, температуры охлаждающей воды и масла, вязкости топлива, температуры продувочного воздуха.

Регулятор и объект регулирования образуют автоматическую систему регулирования. Автоматический регулятор вступает в действие, когда под влиянием возмущающих факторов нарушается установившийся режим и регулируемая величина отклоняется от заданного значения. Если возмущение произошло по каналам задания или нагрузки, то регулятор будет изменять положение регулирующего органа до тех пор, пока регулируемая величина не придет к заданному значению.

В зависимости от структуры и динамических характеристик системы переходный процесс может происходить с высоким или низким качеством. Исследование качества переходных процессов с различными типами регуляторов позволяет выбрать оптимальный регулятор или оптимальные его характеристики.

Системы централизованного контроля (СЦК) обеспечивают сигнализацию, индикацию и регистрацию основных параметров СЭУ. Система централизованного контроля включает датчики контролируемых величин, машину централизованного контроля, которая анализирует информацию от датчиков, и средства представления информации, объединяющие устройства светозвуковой сигнализации и мнемосхемы, стрелочные и цифровые индикаторы, печатающие машинки и другие регистрирующие устройства.

В настоящее время на судах морского флота получают все большее распространение системы диагностики, которые в результате автоматиза-

ции процессов контроля определяют место или причину изменения технического состояния оборудования или параметра [32].

Показатели эффективности автоматизации. Комплексная автоматизация определяется как этап автоматизации производства, при котором весь комплекс операций осуществляется системой автоматических машин и агрегатов по заранее заданным программам и режимам с помощью различных автоматических устройств, объединенных общей системой управления. Функции человека при комплексной автоматизации сводятся к наблюдению за ходом процесса, анализу его показателей и выбору режимов работы оборудования.

Под комплексной автоматизацией СЭУ следует понимать централизацию управления и контроля в рулевой рубке или ЦПУ, автоматическое регулирование и защиту главных двигателей и вспомогательных механизмов с целью достижения высокой надежности и экономической эффективности эксплуатации СЭУ, а также рациональной организации труда экипажа при значительном его сокращении.

В отличие от СЭУ с частичной автоматизацией, для которой характерно применение отдельных автоматических регуляторов, устройств сигнализации и защиты, на стадии комплексной автоматизации СЭУ объем автоматизации соответствует знакам А2 и А1 в символах класса Регистра СССР. При этом количество и стоимость средств автоматизации оказываются настолько значительными, что в процессе проектирования судов обязательно выполнение расчетов надежности и экономичности работы автоматизированной СЭУ с целью определения эффективности ее функционирования.

Надежность является основным показателем эффективности работы автоматизированной СЭУ. Под *надежностью* обычно понимают способность элемента или системы сохранять свои свойства при определенных условиях эксплуатации, что позволяет использовать элемент или систему по назначению.

Надежность средств автоматизации определяется степенью долговечности, ремонтпригодности и безотказной работы. Эти свойства зависят от ряда факторов, связанных с проектированием и изготовлением, эксплуатацией и ремонтом изделий.

Долговечность средств автоматизации определяется сроком службы до момента достижения ими предельных эксплуатационных характеристик с учетом необходимых перерывов для технического обслуживания и ремонта. При этом различают срок службы до первого капитального ремонта, межремонтные сроки службы, суммарный срок службы до списания средств автоматизации $T_{с.с.}$

Суммарный ресурс, т.е. наработка изделия от начала его эксплуатации до списания

$$T_n = \sum_{i=1}^{n+1} T_i,$$

где n -число ремонтов за весь период эксплуатации; T_i -межремонтные ресурсы между $i=1$ и i -м ремонтами.

Отношение ресурса к сроку службы характеризует интенсивность эксплуатации средств автоматизации: $v = T_{\text{н}}/T_{\text{сум}}$. Очевидно, что ресурс меньше срока службы из-за различного вида простоев, поэтому интенсивность эксплуатации $0 < v < 1$.

Безотказность средств автоматизации характеризуется способностью сохранять работоспособность в период эксплуатации без вынужденных перерывов, которые происходят в результате отказов. Отказы возникают случайно по многим причинам конструктивного, технологического, эксплуатационного характера.

Вероятность безотказной работы определяется по формуле для экспоненциального закона:

$$P(t) = e^{-\lambda t},$$

где λ -интенсивность отказов ($\lambda = \text{const}$); (t -время).

Ремонтопригодность (восстанавливаемость)-способность средств автоматизации к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей в результате технического обслуживания и ремонта. Ремонтопригодность характеризуется временем и трудоемкостью восстановления работоспособности.

Определению объема автоматизации и установке средств автоматизации на судне должны предшествовать подготовка и совершенствование основного оборудования с целью повышения его надежности и эффективности эксплуатации. Совершенствование включает упрощение технологических схем и операций по управлению, модернизацию и резервирование оборудования. Однако на практике это требование не всегда выполняется, и эффект от внедрения средств автоматизации оказывается неполным.

Важным направлением повышения надежности работы СЭУ является установка на судах систем автоматического контроля, защиты и диагностики.

С точки зрения надежности работы и безопасности плавания судов сокращение численности экипажа возможно при выполнении следующих условий:

уровень надежности автоматизированного судна, определяющий его безопасность, должен быть не ниже, чем неавтоматизированных судов; при любой степени автоматизации на судне должен находиться экипаж, достаточный по своей численности и способный по своей квалификации при выходе из строя средств автоматизации обеспечить безопасный переход судна до ближайшего порта.

Организация труда судовых экипажей за последние годы претерпела существенные изменения, которые нашли отражение в «Уставе службы на судах Министерства морского флота Союза ССР». Эти изменения оказались возможными в результате автоматизации производственных процессов. Автоматизация СЭУ обеспечила значительное сокращение трудозатрат на техническое обслуживание и создала необходимые условия для: функционального подразделения членов экипажа; безвахтенного обслуживания машинного отделения; совмещения профессий; сокращения численности экипажей и передачи функций технического обслуживания сложного оборудования береговым организациям.

Вместе с тем автоматизация судовых технологических процессов требует более квалифицированного технического обслуживания судовых установок и систем. Судовые специалисты должны глубоко разбираться в совместном действии средств автоматизации и объектов, знать алгоритмы функционирования систем управления, регулирования и контроля, иметь достаточные практические навыки по профилактике и наладке разнообразных и сложных устройств автоматики.

Экономическая эффективность автоматизации судов является определяющим критерием объема комплексной автоматизации СЭУ. В результате автоматизации повышается эффективность эксплуатации судна благодаря более экономичной и надежной работе энергетического оборудования, сокращению трудозатрат на техническое обслуживание и уменьшению численности экипажа, увеличению срока службы и повышению безопасности плавания судна. Оптимальный объем автоматизации определяют на основании сопоставления доходов, которые получают в результате внедрения средств автоматизации, с капитальными затратами на автоматизацию.

Для определения оптимального объема автоматизации необходимо располагать данными количественной оценки всех составляющих стоимости систем автоматики и факторов, обеспечивающих повышение экономической эффективности эксплуатации СЭУ при ее автоматизации. Отсутствие эксплуатационных данных, особенно в отношении повышения надежности работы оборудования и безопасности мореплавания судна в связи с автоматизацией, не дает возможности экономически обосновать необходимость внедрения на современных морских судах автоматизации в полном объеме. Поэтому такие дорогостоящие средства автоматизации, как системы централизованного контроля, системы автоматизированного управления дизель-генераторами и некоторые другие, по расчетам в установленные сроки (7-10 лет) не окупаются.

Срок окупаемости обычно служит оценкой экономической эффективности внедрения средств автоматизации:

$$T_o = \frac{\sum S_k}{\sum D - \sum C_a},$$

где $\sum S_k$ -сумма капитальных затрат на автоматизацию; $\sum D$ -сумма доходов от внедрения автоматизации; $\sum C_a$ -сумма эксплуатационных расходов на автоматизацию.

Капитальные затраты на автоматизацию включают стоимость проектирования, изготовления и монтажа приборов и устройств автоматики с учетом соответствующих амортизационных отчислений. Большое число и сложность современных средств автоматизации обуславливают их высокую суммарную стоимость, достигающую 10% строительной стоимости судна. Проектирование, монтаж и ввод в эксплуатацию систем автоматики составляют 30-60% общей стоимости аппаратуры.

Таким образом, капитальные затраты

$$\sum S_k = \sum S_a \cdot \alpha + \sum S_m,$$

где α -коэффициент, учитывающий процент амортизационных отчислений; $\sum S_a$ -стоимость средств автоматизации; $\sum S_m$ -стоимость монтажных и проектных работ.

Доходы от внедрения средств автоматизации получаются в основном благодаря сокращению трудозатрат на техническое обслуживание $D_{ТЗ}$ и в результате оптимизации режимов работы энергетического оборудования $D_{, /> = /> „ + D_{,}$.

Эксплуатация средств автоматизации связана с расходом на энергию питания $C_{э}$ и техническое обслуживание $C_{т.о.}$ приборов и устройств автоматики. Поэтому эксплуатационные расходы на автоматизацию: $C_{а} = c_{э} + c_{т.о.}$.

Наиболее важной статьёй дохода от внедрения средств автоматизации считается сокращение численности экипажа. Этим обстоятельством объясняется стремление к максимальному сокращению экипажей на автоматизированных судах.

В соответствии с приведенной упрощенной методикой расчета минимальными сроками окупаемости характеризуются системы ДАУ главных двигателей, регуляторы вязкости тяжелого топлива, температуры охлаждения и смазки, угловой скорости вала двигателей, системы автоматизации паровых котлов.

Глава I. СУДОВАЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ УСТАНОВКА
КАК ОБЪЕКТ УПРАВЛЕНИЯ

§ 1. УСТАНОВИВШИЕСЯ РЕЖИМЫ РАБОТЫ
И СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГЛАВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Судовые дизельные и газотурбинные установки, несмотря на существенные различия конструкции и рабочих процессов, имеют некоторые общие особенности и аналогичные характеристики, что дает возможность рассматривать их как объекты управления с единых позиций. В состав дизельных и газотурбинных установок входят двигатели и системы, обеспечивающие их функционирование: системы топливо- и воздухоподачи, смазочная, охлаждения, пуска, реверса, ручного и автоматического управления.

Дизельные и газотурбинные двигатели обычно используются на судах в качестве главных и вспомогательных. Главные двигатели обеспечивают движение судна, работая на гребные винты фиксированного (ВФШ) или регулируемого (ВРШ) шага через прямую (непосредственно), зубчатую (редуктор), гидравлическую (гидромуфта или гидротрансформатор), электрическую (генератор-гребной двигатель) передачи мощности. Вспомогательные двигатели работают на электрические генераторы и другие потребители, снабжая судно электрической и другими видами энергии.

Режимы работы двигателей характеризуются совокупностью многих параметров, определяющих эффективную мощность N_e и экономичность действия: эффективный коэффициент полезного действия (к.п.д.) η_e или эффективный удельный расход топлива d_e . К числу этих параметров относятся: крутящий момент M , угловая скорость вала ω , расход топлива G или положение органа топливоподачи h , давление наддува p_n , температура охлаждающей воды T и др. Поэтому функциональная зависимость эффективной мощности

$$N_e = f(M; \omega; h; p_n; T; \dots). \quad (1)$$

Двигатель может работать на установившихся и неустойчивых режимах. Режим работы двигателя называется установившимся, или статическим, если значения его параметров во времени сохраняются постоянными. Это возможно, если условия работы двигателя на подводе и отводе энергии неизменны, т.е. существует равенство произведенной двигателем и израсходованной потребителем энергии. При этом имеет место равенство

$$M_e - M_c = 0, \quad (2)$$

где M_e - эффективный крутящий момент двигателя; M_c - момент сопротивления вращению гребного винта.

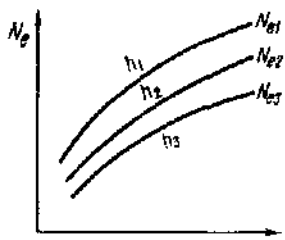


Рис. 3. Статические характеристики эффективной мощности

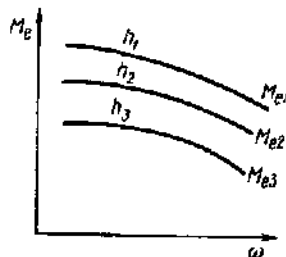


Рис. 4. Статические характеристики эффективного крутящего момента

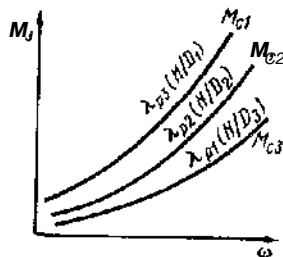


Рис. 5. Винтовые характеристики

Равенство моментов (2) может быть справедливо на различных режимах, которым соответствуют различные значения параметров. Диапазон изменений каждого параметра обуславливается конструктивными и эксплуатационными особенностями двигателей. Так, угловая скорость вала двигателя может изменяться в ограниченных пределах: ее максимальное значение лимитируется прочностью элементов двигателя, а минимальное - возможностью устойчивого поддержания режима работы.

Между параметрами, характеризующими работу двигателя на каждом установившемся режиме, существуют функциональные зависимости. Этим функциональным зависимостям соответствуют статические характеристики, построенные в координатах установившихся параметров. С точки зрения анализа режимов работы двигателя наибольший интерес представляют статические характеристики и функции, выражающие зависимости между наиболее важными параметрами двигателя (N_e , M_e , ω), A , Γ и др.).

Рассмотрим статические характеристики эффективной мощности N_e и эффективного крутящего момента M_e как функции угловой скорости вала двигателя ω (рис. 3, 4). Эти характеристики иногда называют *частичными*, поскольку положение каждой из них определяется частичной топливоподачей или частичным положением топливрегулирующего органа h . При этом $h_1 > h_2 > h_3$.

В процессе управления двигателем при перемещении топливрегулирующего органа с целью увеличения топливоподачи статическая характеристика эффективной мощности или эффективного крутящего момента перемещается вверх.

Статические характеристики зависимости момента (мощности) сопротивления вращению гребного винта M_c от угловой скорости вала двигателя или гребного винта, представленные на рис. 5, называются *винтовыми характеристиками*. Винтовые характеристики момента сопротивления соответствуют закону квадратичной параболы:

$$M_c = K_M \omega^2, \quad (3)$$

а винтовые характеристики мощности сопротивления - закону кубической параболы:

$$N_c = K_N \omega^3. \quad (4)$$

Винтовые характеристики являются характеристиками нагрузки для судового двигателя, работающего на гребной винт. Положение этих характеристик зависит от условий движения судна и гребного винта (силы или направления ветра, степени волнения моря или глубины фарватера, состояния поверхности корпуса судна или винта, осадки судна и других факторов), при изменении которых изменяются скорость судна и относительная поступь винта:

$$X_p = 2\lg / \psi v^2, \quad (5)$$

где v - скорость судна; ω_v - угловая скорость гребного винта; D - диаметр гребного винта.

Винтовая характеристика будет смещаться влево и вверх, если условия движения судна будут ухудшаться (возрастет сила встречного ветра, обрастет поверхность корпуса судна и винта и т.п.) и относительная поступь винта будет уменьшаться, т.е. $X_{p1} > X_{p2} > X_{p3}$.

В случае работы главного двигателя на винт регулируемого шага положение винтовой характеристики, кроме того, будет зависеть и от шагового отношения H/D . При этом с увеличением шагового отношения винтовая характеристика будет смещаться влево и вверх, т.е. $H/D_1 > H/D_2 > H/D_3$.

Пересечение характеристик эффективного момента (мощности) и момента (мощности) сопротивления вращению гребного винта определяет точку установившегося режима работы двигателя, для которой справедливо равенство (2). На рис. 6 установившимся режимам работы двигателя соответствуют точки пересечения характеристик B , B , A , что характерно для процесса управления двигателем при переходе с малого хода на средний и затем полный ход в результате перестановки топливрегулирующего органа на увеличение подачи топлива. Каждому установившемуся режиму соответствует своя угловая скорость вала двигателя ω_3 , ω_2 , «i».

При работе двигателя с заданной топливоподачей, например на режиме полного хода, также возможны различные установившиеся режимы, что наблюдается при изменении условий плавания судна ($X_{p1} \rightarrow X_{p2} \rightarrow X_{p3}$) или при управлении пропульсивной установкой посредством изменения шага ВРШ $\{H/D_3 \rightarrow H/D_2 \rightarrow H/D_1\}$ как это показано на рис. 7.

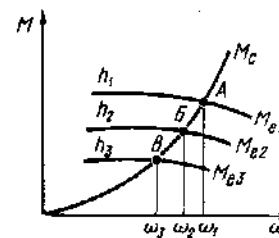


Рис. 6. Установившиеся режимы работы двигателя при различной топливоподаче

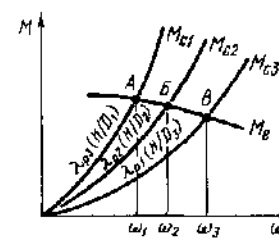


Рис. 7. Установившиеся режимы работы двигателя при различных условиях плавания или шаговых отношениях ВРШ

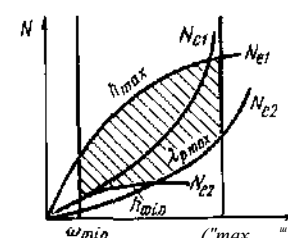


Рис. 8. Область возможных рабочих режимов двигателя

В реальных условиях работы судовой энергетической установки могут происходить одновременные изменения положений статических характеристик эффективной мощности и мощности сопротивления.

Установившиеся режимы работы двигателя лимитируются статическими характеристиками максимальной и минимальной эффективной мощности $[N_{e1} = /(\Gamma_{\text{max}}); N_{e2} = /(\Gamma_{\text{min}})]$ и минимальной мощности сопротивления $N_{c2} = /(\chi_{\text{граж}})$, граничными линиями минимально ω_{min} и максимально ω_{max} допустимых угловых скоростей вала. Эти характеристики и линии соответствуют предельным физическим возможностям двигателя и определяют область его возможных рабочих режимов. На рис. 8 эта область показана в заштрихованном виде.

§ 2. УСТОЙЧИВОСТЬ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

Установившийся режим работы двигателя может нарушаться в результате изменения количества энергии на подводе или отводе, когда нарушается равенство моментов эффективного и сопротивления (2). При этом факторы, послужившие причинами изменения моментов, могут действовать кратковременно (пропуск вспышки в цилиндре двигателя) и длительное время (изменение сопротивления движению судна). И в том, и в другом случаях установившийся режим (прежний или новый) наступает снова, если равенство моментов (2) будет выполняться.

Способность двигателя самостоятельно восстанавливать нарушенный установившийся режим характеризует устойчивость его работы. Если после прекращения действия факторов изменения эффективной мощности или мощности сопротивления равенство (2) не выполняется, то установившийся режим не восстанавливается и двигатель работает неустойчиво.

В. И. Крутов в своих фундаментальных работах [16, 17] по автоматическому регулированию двигателей внутреннего сгорания (ДВС) оценивает устойчивость режимов работы двигателей по фактору устойчивости, который определяется в зависимости от разницы моментов сопротивления и эффективного ДМ при данном отклонении угловой скорости $\Delta\omega$:

$$F_a = \Delta M / \Delta \omega, \quad (6)$$

где $\Delta M = M_c - M_e$.

В соответствии с рис. 9 при достаточно малом отклонении угловой скорости $\Delta\omega$ к ΔM , и потому фактор устойчивости $F_a = \frac{\Delta M_c + \Delta M_e}{\Delta \omega}$.

Отклонения моментов эффективного ΔM_e и сопротивления ΔM_c можно представить выражениями:

$$\Delta M_e = \Delta \omega \operatorname{tg} \gamma_1 = - \frac{\partial M_e}{\partial \omega} \Delta \omega; \quad \Delta M_c = \Delta \omega \operatorname{tg} \gamma_2 = \frac{\partial M_c}{\partial \omega} \Delta \omega.$$

С учетом этих выражений формула для определения фактора устойчивости примет следующий вид:

$$F_a = \left(\frac{\partial M_c}{\partial \omega} \right)_{\omega} - \left(\frac{\partial M_e}{\partial \omega} \right)_{\omega}. \quad (7)$$

Обычно расчет частных производных и фактора устойчивости производится для данного установившегося режима, на что указывает индекс «0» частных производных.

Анализ работы двигателя на установившемся режиме в точке А (см. рис. 9) показывает, что для восстановления нарушенного установившегося режима момент сопротивления должен быть больше эффективного момента при увеличении угловой скорости. Поэтому в случае устойчивой работы двигателя фактор устойчивости должен иметь положительные значения, т.е. $F_a > 0$. Если после нарушения установившегося режима не происходит его восстановления, то при увеличении угловой скорости эффективный момент равен или больше момента сопротивления, и наоборот. При этом фактор устойчивости $F_a < 0$.

Нетрудно убедиться, что эти рассуждения справедливы для определенного взаимного расположения статических характеристик. Устойчивой работе двигателя, при которой $F_a > 0$, соответствует более крутое расположение характеристики момента (мощности) сопротивления, чем характеристики эффективного момента (мощности). При $F_a < 0$, когда двигатель работает неустойчиво, винтовые характеристики располагаются положе частных характеристик.

На рис. 10 показано взаимное расположение этих характеристик во всем диапазоне мощностей двигателя. Если допустить возможность изменения угловой скорости при неизменном положении статических характеристик, то при нарушении установившегося режима в точке А двигатель самостоятельно сможет его восстановить. Если же будет нарушен режим в точке Б, то двигатель будет самопроизвольно останавливаться при уменьшении угловой скорости или «разгоняться» при ее увеличении. Таким образом, на режимах минимального хода, соответствующих точке Б, судовой двигатель работает неустойчиво.

С точки зрения принятой методики анализа устойчивости наиболее показательны режимы работы двигателей судов на подводных крыльях

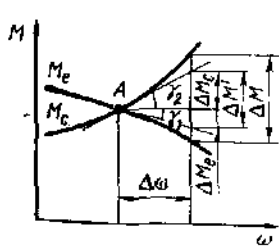


Рис. 9. Определение фактора устойчивости двигателя

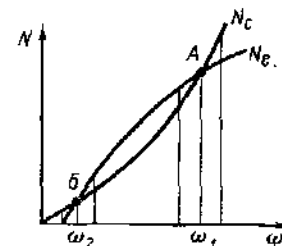


Рис. 10. Взаимное расположение статических характеристик двигателя

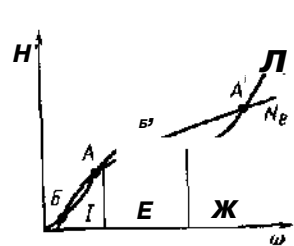


Рис. 11. Статические характеристики двигателя, работающего на судне на подводных крыльях

(СПК). На винтовой характеристике СПК можно выделить три зоны (рис. 11):

- /-движение СПК в водоизмещающем положении при $N_c = /< \omega^3$;
- //-процесс выхода корпуса СПК из воды в результате возрастания подъемной силы крыльев с увеличением угловой скорости вала двигателя и скорости судна;
- ///-движение СПК на крыльях при $N_c = /> \omega^3$.

Как следует из рис. 11, статические характеристики двигателей СПК могут пересекаться в четырех точках. В точках A и A' двигатель работает устойчиво, а в точках B и B' , соответствующих режимам малого хода и процессу выхода судна на крылья, - неустойчиво. Практически на СПК режимы неустойчивой работы двигателей возможны в диапазоне от минимальной до номинальной мощности и угловой скорости вала.

§ 3. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ДВИГАТЕЛЯ С РЕГУЛЯТОРОМ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ ВАЛА

Судовой двигатель предназначен для работы в широком диапазоне изменения мощностей и угловой скорости вала. В соответствии с техническими условиями и правилами технической эксплуатации должны обеспечиваться требуемые технико-экономические характеристики двигателей. Обеспечение этих характеристик на расчетных режимах не связано с какими-то трудностями.

Однако любое судно, выполняя производственные планы и задания, должно совершать длительные рейсы, нередко в сложных навигационных и климатических условиях, работать при предельных мощностях и угловых скоростях вала главных двигателей. Например, при волнении моря угловая скорость вала может достигать максимальных значений и в движущихся деталях двигателя будут возникать опасные напряжения. В процессе маневрирования судна в узкостях, на мелководьях, при швартовках возможна работа главного двигателя при быстроизменяющихся нагрузках, с максимальной мощностью сопротивления вращению гребного винта. В случае работы с максимальной мощностью двигатель будет испытывать перегрузки по крутящему моменту, который может значительно превышать номинальное значение. При этом вследствие максимальной топливopодачи двигатель будет работать с тепловыми перегрузками, когда термические напряжения его деталей будут достигать предельных значений.

Работа двигателя при минимальной угловой скорости вала нежелательна, а в отдельных случаях недопустима, так как на этих режимах работа двигателя неустойчива и он может самопроизвольно остановиться. Однако в соответствии с навигационными условиями движения судна такие режимы работы двигателя могут быть необходимыми.

Судовой механик должен обеспечить высокое качество процессов управления главным двигателем. Важной задачей является поддержание заданной угловой скорости вала двигателя для обеспечения движения судна с требуемой скоростью. При этом механик не всегда оказывается в состоянии выполнить операции по регулированию угловой скорости с необ-

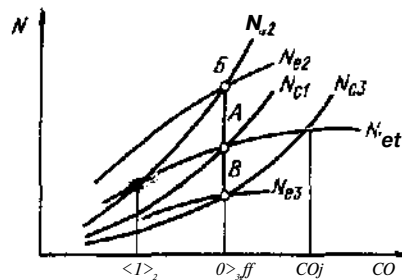


Рис. 12. Регуляторная характеристика

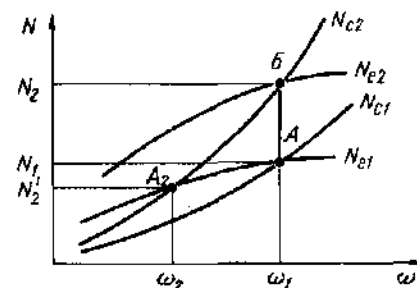


Рис. 13. Установившиеся режимы работы двигателя без регулятора скорости и с ним при увеличении нагрузки

ходимым быстродействием и точностью. Эту задачу более эффективно решают автоматические регуляторы угловой скорости вала двигателя.

Регулятор поддерживает заданную угловую скорость вала двигателя путем воздействия на его топливорегулирующий орган. При нарушении установившегося режима работы двигателя в точке A (рис. 12) вследствие увеличения нагрузки до N_{c2} угловая скорость его вала уменьшается до ω_2 . Регулятор увеличивает подачу топлива в двигатель до тех пор, пока угловая скорость не достигнет заданного значения ω_1 . В случае уменьшения нагрузки до N_{c3} угловая скорость будет увеличиваться до ω_3 и регулятор уменьшит топливopодачу до уровня, соответствующего заданной угловой скорости ω_1 при новой нагрузке двигателя. Таким образом, регулятор, восстанавливая заданную угловую скорость, изменяет положение статических характеристик эффективной мощности N_{e2} и N_{e1} и определяет новые установившиеся режимы работы двигателя в точках B и A . Линия, соединяющая установившиеся режимы совместной работы двигателя с регулятором в точках B , A , B , называется *регуляторной характеристикой*.

Сравним новые установившиеся режимы при работе двигателя без регулятора и с регулятором при различных изменениях нагрузки. При увеличении нагрузки (рис. 13), соответствующем смещению винтовой характеристики из положения N_{c1} вверх в положение N_{c2} , угловая скорость вала двигателя уменьшится от значения ω_1 до значения ω_2 и новый установившийся режим будет в точке A_2 при мощности N_{e2} .

Если регулятор включен, угловая скорость вала двигателя будет восстанавливаться до заданного значения ω_1 посредством увеличения топливopодачи. При этом произойдет смещение частичной характеристики из положения N_{e1} в положение N_{e2} , и новый установившийся режим наступит в точке B при мощности $N_{e2} > N_{e1}$. Обычно судовые двигатели работают на основных эксплуатационных режимах на ходу судна при номинальной мощности. Поэтому, если в точке A соответствует режим полного хода двигателя с номинальной мощностью, то в точке B возможна значительная перегрузка двигателя по крутящему моменту и тепловому состоянию.

В случае уменьшения нагрузки (рис. 14), которому соответствует смещение винтовой характеристики вниз из положения N_{c1} в положение N_{c3} , произойдет возрастание угловой скорости до значения ω_3 , при котором

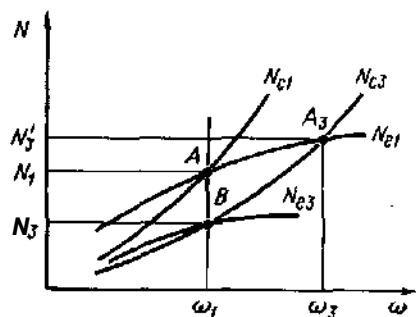


Рис. 14. Установившиеся режимы работы двигателя без регулятора скорости и с ним при уменьшении нагрузки

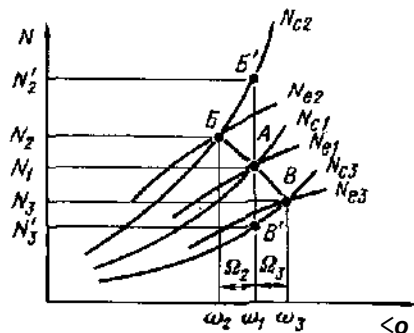


Рис. 15. Работа двигателя по наклонной регуляторной характеристике

возможно значительное увеличение динамических напряжений в движущихся элементах двигателя. Регулятор угловой скорости уменьшит подачу топлива, устанавливая новый режим в точке *B* при заданной частоте ω_0 . При этом если в точке *A* соответствует режим номинальной мощности, то в точке *B* двигатель будет работать с недостаточным использованием мощности, равным $N_1 - N_3$.

В результате анализа совместной работы двигателя с регулятором угловой скорости, действующим на подачу топлива, можно сделать заключение о том, что стабилизация заданной угловой скорости при уменьшении нагрузки на двигатель приводит к недостаточному использованию мощности двигателя. В случае увеличения нагрузки поддержание заданной угловой скорости обуславливает перегрузку двигателя по крутящему моменту и тепловому режиму. Работа судового двигателя с перегрузкой в течение длительного времени сокращает его моторесурс и может привести к отказу действия.

Поэтому поставленную задачу стабилизации угловой скорости вала двигателя целесообразно решать компромиссно, т.е. допустить некоторую неточность, или так называемую неравномерность ω , в поддержании заданной угловой скорости. При этом будет обеспечено уменьшение отклонений мощности от номинального значения, что позволит снизить перегрузки и недостаточность использования мощности двигателя.

Этого можно достигнуть, если работа двигателя будет протекать по наклонной регуляторной характеристике (рис. 15). Действительно, при увеличении нагрузки регулятор обеспечит переход двигателя на установившийся режим в точке *B* с угловой скоростью ω_2 , которая будет меньше заданной ω_1 , на величину неравномерности Q_2 . В этом случае перегрузка двигателя и увеличение мощности будут меньше, чем при его работе по вертикальной регуляторной характеристике, т.е. $N_2 - N_1 < N^* - N^*$.

Если произойдет уменьшение нагрузки, то новый установившийся режим наступит в точке *B* с угловой скоростью ω_3 , которая будет больше заданной ω_1 , на величину неравномерности Q_3 . При этом недостаточное использование мощности двигателя будет меньше, чем в случае его работы по вертикальной регуляторной характеристике, т.е. $N_3 - N_1 < N_3 - N_1$.

По этим причинам регуляторы угловой скорости судовых двигателей работают обычно по наклонным регуляторным характеристикам.

При работе главного двигателя на ВРШ возможна стабилизация скоростных режимов посредством регулятора, действующего на механизм изменения шага ВРШ (рис. 16). Такой способ регулирования используется для поддержания заданной угловой скорости вала турбокомпрессоров низкого давления газотурбинных двигателей газотурбохода «Парижская коммуна», а также авиационных турбовинтовых двигателей.

Рассмотрим работу регулятора с двигателем-ВРШ. Если произойдет нарушение установившегося режима работы двигателя в точке *A*, в результате увеличения (N_{c2}) или уменьшения (N_{c1}) нагрузки, регулятор будет действовать через механизм изменения шага на поворотные лопасти ВРШ в первом случае уменьшая, а во втором - увеличивая шаг до тех пор, пока угловая скорость вала не придет к заданному значению ω_1 . При этом винтовые характеристики N_{c2} и N_{c3} будут возвращаться в исходное положение и совмещаться с винтовой характеристикой N_{c1} .

Нетрудно убедиться, что таким образом можно поддерживать не только заданную угловую скорость ω , но и мощность N . Поэтому способ регулирования угловой скорости с воздействием на ВРШ следует считать наиболее перспективным. Однако в настоящее время большинство судов оснащают винтами фиксированного шага. В тех же случаях, когда главные двигатели работают на ВРШ, этот способ регулирования не получает распространения вследствие более частых переключений лопастей и возможного сокращения моторесурса ВРШ.

§ 4. ДИНАМИЧЕСКИЙ РЕЖИМ РАБОТЫ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Судовые двигатели предназначены для работы на различных эксплуатационных режимах. Главные двигатели должны обеспечивать движение судна в широком диапазоне скоростей с учетом навигационной обстановки, а вспомогательные двигатели - производство требуемого количества электроэнергии в зависимости от числа работающих потребителей. Поэтому при работе двигателя на любом из возможных установившихся режимов возникает необходимость перехода на другой установившийся режим с целью решения производственных задач. В этом случае механик изменяет положение управляющего органа двигателя, осуществляя регулирующее воздействие по топливоподаче.

Нарушение установившегося режима работы двигателя может произойти и по другой причине - в результате изменения условий работы propulsion комплекса или электрического генератора, которые вызывают возмущающие воздействия по нагрузке.

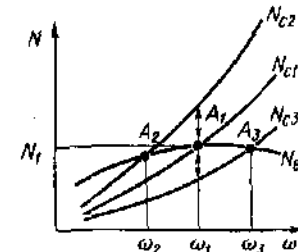


Рис. 16. Работа двигателя с регулятором скорости, действующим на поворотные лопасти ВРШ

В пропульсивный комплекс, кроме главных двигателей, входят движители, рули и корпус судна. Возмущающее воздействие по нагрузке может возникать при оголении винта или перекладке лопастей ВРШ, повороте рулей, изменении глубины под килем или силы действующего на корпус судна ветра, волнения и других факторов.

В результате изменения топливоподачи или нагрузки нарушается установившийся режим работы двигателя, совершается переходный процесс к новому установившемуся режиму. Процесс перехода двигателя от одного установившегося режима к другому характеризуется изменением параметров его рабочего процесса во времени и называется *неустановившимся*, или динамическим, *режимом*.

Исследованию динамики пропульсивных комплексов посвящены известные работы В. И. Небеснова [24, 25], в которых решены важные задачи переходных процессов судовых двигателей.

Основным признаком динамического режима является нарушение равенства моментов (2), в результате чего двигатель испытывает избыток или недостаток количества энергии.

В случае неустановившегося режима зависимость (1) должна быть дополнена координатой времени t и представлена в следующем виде:

$$N_e = f(M; \omega; \dot{\omega}; p; \dots; T; \dots; O) \quad (8)$$

Среди параметров, входящих в функциональную зависимость (8), имеются наиболее важные, которые в большей степени характеризуют динамический режим двигателя: к ним относятся угловая скорость вала и температура охлаждающей воды двигателя. При теоретическом исследовании динамики двигателя или анализе его динамических режимов в период эксплуатации необходимо располагать сведениями о переходных процессах изменения этих параметров во времени. Если имеется возможность проведения эксперимента, то производят запись переходных процессов с помощью регистрирующих приборов. Однако часто переходные процессы приходится рассчитывать, используя методы аналитических вычислений или математического моделирования. Для этого необходимо математическое описание переходных процессов, которое представляется в виде дифференциальных уравнений.

В случае исследования двигателя как объекта регулирования угловой скорости со вала динамические режимы его работы определяются дифференциальным уравнением, записанным в соответствии с принципом д'Аламбера:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_e - M_c, \quad (9)$$

где J - приведенный момент инерции движущихся элементов двигателя, редуктора, валопровода, гребного винта с присоединенной массой воды.

Уравнение (9) является нелинейным дифференциальным, так как в правой его части находятся нелинейные функции:

$$M_e = f(\omega; h); \quad (Ю)$$

$$M_c = f(\omega; \lambda_p). \quad (И)$$

Для линеаризации нелинейных функций (10) и (11) целесообразно воспользоваться методом разложения функций в ряд Тейлора-Маклорена. В этом случае нелинейные функции M_e и M_c будут представлены в виде бесконечно убывающих рядов:

$$M_e = M_{e0} + \left(\frac{\partial M_e}{\partial a} \right)_0 \Delta\omega + \left(\frac{\partial^2 M_e}{\partial \omega^2} \right)_0 \frac{\Delta\omega^2}{2!} + \left(\frac{\partial^3 M_e}{\partial \omega^3} \right)_0 \frac{\Delta\omega^3}{3!} + \dots + \left(\frac{\partial M_e}{\partial h} \right)_0 \Delta h + \left(\frac{\partial^2 M_e}{\partial h^2} \right)_0 \frac{\Delta h^2}{2!} + \left(\frac{\partial^3 M_e}{\partial h^3} \right)_0 \frac{\Delta h^3}{3!} + \dots \quad (12)$$

$$M_c = M_{c0} + \left(\frac{\partial M_c}{\partial u} \right)_0 \Delta\omega + \left(\frac{\partial^2 M_c}{\partial u^2} \right)_0 \frac{\Delta\omega^2}{2!} + \left(\frac{\partial^3 M_c}{\partial u^3} \right)_0 \frac{\Delta\omega^3}{3!} + \dots + \left(\frac{\partial M_c}{\partial \lambda_p} \right)_0 \Delta\lambda_p + \left(\frac{\partial^2 M_c}{\partial \lambda_p^2} \right)_0 \frac{\Delta\lambda_p^2}{2!} + \left(\frac{\partial^3 M_c}{\partial \lambda_p^3} \right)_0 \frac{\Delta\lambda_p^3}{3!} + \dots \quad (13)$$

При достаточно малых переходных процессах нелинейные члены второй, третьей и т.д. степеней разложения функций (12), (13) пренебрежимо малы по сравнению с линейными членами: значениями моментов в установившемся режиме M_{e0} , M_{c0} и членами первой степени. Поэтому в выражениях (12), (13) для моментов M_e и M_c можно пренебречь нелинейными членами. Тогда получим:

$$M_e = M_{e0} + \left(\frac{\partial M_e}{\partial \omega} \right)_0 \Delta\omega + \left(\frac{\partial M_e}{\partial h} \right)_0 \Delta h; \quad (14)$$

$$M_c = M_{c0} + \left(\frac{\partial M_c}{\partial u} \right)_0 \Delta\omega + \left(\frac{\partial M_c}{\partial \lambda_p} \right)_0 \Delta\lambda_p. \quad (15)$$

Вместе с тем следует иметь в виду, что в общем случае

$$\left. \begin{aligned} M_e &= M_{e0} + \Delta M_e; \\ M_c &= M_{c0} + \Delta M_c; \\ \omega &= \omega_0 + \Delta\omega. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

В приведенных формулах ΔM_e , ΔM_c , $\Delta\omega$ - приращения соответственно моментов и угловой скорости в переходном процессе; ω_0 - значение угловой скорости вала двигателя в установившемся режиме.

Подставим линеаризованные выражения (14), (15) для моментов в уравнение (9). Тогда с учетом равенств (2) и (16) получим

$$J \frac{d\Delta\omega}{dt} + \left[\left(\frac{\partial M_c}{\partial \omega} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_e}{\partial \omega} \right)_0 \right] \Delta\omega = \left(\frac{\partial M_e}{\partial h} \right)_0 \Delta h - \left(\frac{\partial M_c}{\partial \lambda_p} \right)_0 \Delta\lambda_p. \quad (17)$$

Разделим уравнение (17) на выражение для фактора устойчивости (7) и после введения обозначений получим уравнение динамики судового двигателя

$$T_d \frac{d\Delta\omega}{dt} + \Delta\omega = K_h \Delta h - K_\lambda \Delta \lambda_p, \quad (18)$$

где T_d - постоянная времени двигателя, с;

$$T_d = J/F_d; \quad (19)$$

K_h - коэффициент усиления по положению топливрегулирующего органа двигателя, сг/мм;

$$K_h = \left(\frac{\partial M_e}{\partial \lambda_p} \right)_0 / F_d; \quad (20)$$

K_λ - коэффициент усиления по нагрузке, с⁻¹;

$$K_\lambda = \left(\frac{\partial \lambda_p}{\partial \lambda_p} \right)_0 / F_d; \quad (21)$$

Постоянная времени T_d двигателя характеризует его инерционные свойства и зависит от фактора устойчивости. Она определяет время условного переходного процесса, в котором изменение угловой скорости произошло бы с постоянной скоростью, равной скорости ее изменения в начальный период реального переходного процесса.

Коэффициент усиления K_h показывает, насколько изменится угловая скорость ω при перемещении топливрегулирующего органа на единицу длины или процент полного хода. Он характеризует эффективность регулирующего воздействия на двигатель.

Коэффициент усиления K_λ определяет степень возмущающего воздействия на двигатель по нагрузке, которое воспринимается двигателем как изменение момента сопротивления вращению гребного винта при изменении скорости судна под воздействием внешних факторов. В связи с этим относительную поступь винта можно считать показателем нагрузки двигателя.

Если производятся исследования динамики двигателя по каналу регулирующего воздействия, то уравнение (18) принимает вид

$$T_d \frac{d\Delta\omega}{dt} + \Delta\omega = K_h \Delta h. \quad (22)$$

При исследовании динамики двигателя по каналу нагрузочного воздействия уравнение (18) надо представить в следующем виде:

$$T_d \frac{d\Delta\omega}{dt} + \Delta\omega = -K_\lambda \Delta \lambda_p. \quad (23)$$

В литературе по автоматическому регулированию часто используется операторная форма записи дифференциальных уравнений. При этом принимается следующее обозначение оператора дифференцирования: $d/dt = p$. С учетом этого уравнение (18) можно записать в операторном виде

$$(T_d p + 1) \Delta\omega = K_h \Delta h - K_\lambda \Delta \lambda_p. \quad (24)$$

Дифференциальное уравнение двигателя может быть представлено в форме безразмерных координат. Для этого необходимо ввести обозначения безразмерных координат:

$$\varphi = \frac{\Delta\omega}{\omega_0}; \quad \mu = \frac{\Delta p}{h_0}; \quad \nu = \frac{\Delta \lambda_p}{\lambda_{p0}}. \quad (25)$$

В приведенных формулах ω_0 , h_0 , λ_{p0} - базисные значения координат, в качестве которых принимают максимальные или номинальные значения параметров.

Подставив в уравнение (18) выражения (25), после введения новых обозначений коэффициентов получим

$$T_d \frac{d\varphi}{dt} + \varphi = K'_h \mu - K'_\lambda \nu, \quad (26)$$

где $K'_h = K_h (h_0/\omega_0)$, $K'_\lambda = K_\lambda (\lambda_{p0}/\omega_0)$.

Если уравнение (17) разделить на коэффициент при координате Δh , то можно получить еще одну форму записи уравнения динамики двигателя, которая в безразмерных координатах будет иметь следующий вид:

$$T_d \frac{d\varphi}{dt} + \varphi = K'_h \mu - K'_\lambda \nu, \quad (27)$$

где T_d - время разгона двигателя $\left[T_d = \frac{J\omega_0}{F_d} \right]$; δ - коэффициент самовыравни-

вания двигателя $\left[\delta = \frac{F_d \omega_0}{\left(\frac{\partial M_e}{\partial h} \right)_0 h_0} \right]$; K - коэффициент усиления $\left[K' = \frac{\left(\frac{\partial M_e}{\partial \lambda_p} \right)_0 \lambda_{p0}}{\left(\frac{\partial M_e}{\partial h} \right)_0 h_0} \right]$.

$$\left[\frac{\left(\frac{\partial M_e}{\partial \lambda_p} \right)_0 \lambda_{p0}}{\left(\frac{\partial M_e}{\partial h} \right)_0 h_0} \right]$$

Уравнения (18), (22), (23), (24), (26), (27) характеризуют динамические свойства наиболее простого типа судового двигателя без наддува, работающего на гребной винт фиксированного шага. В случае работы двигателя на винт регулируемого шага в правой части этих уравнений появится

еще один член с координатой шагового отношения или угла поворота лопастей ВРШ.

При исследовании динамики двигателей других типов полученные уравнения уточняют в соответствии с особенностями конструкции и работы судовых дизельных или газотурбинных двигателей.

§ 5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ УРАВНЕНИЯ ДИНАМИКИ СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Дифференциальное уравнение динамики судового двигателя получено при условии исследования малых переходных процессов, для которых погрешность линеаризации нелинейных функций минимальна. Поэтому определение коэффициентов уравнения производится не во всем диапазоне возможных изменений параметра, а для его изменений относительно заданного установившегося режима. В связи с этим для анализа динамических качеств судового двигателя приходится определять значения коэффициентов на нескольких режимах.

Экспериментальное определение коэффициентов динамики двигателя производится в лабораторных условиях или на судах. При этом необходимо исключить влияние на динамические свойства двигателя регулятора угловой скорости, выведя его из действия. Для получения переходного процесса важно правильно выбрать величину возмущающего воздействия по топливоподаче, если производится определение коэффициентов для уравнения (22). При большом возмущении новый установившийся режим будет значительно отличаться от исследуемого заданного установившегося режима и погрешность в определении коэффициентов будет значительной.

При малом изменении топливоподачи в двигатель произойдет незначительный переходный процесс, существенно искаженный различными помехами.

Запись переходных процессов производится с помощью самопишущих

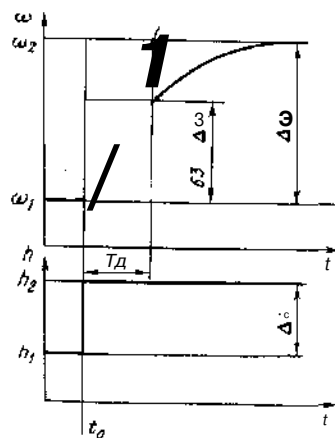


Рис. 17. Определение постоянной времени и коэффициента усиления по положению топливрегулирующего органа двигателя

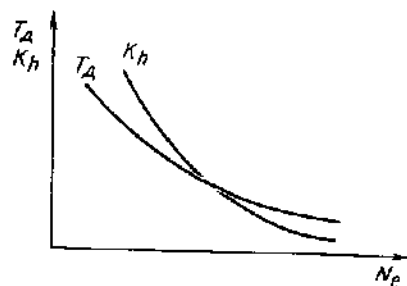


Рис. 18. Зависимость постоянной времени T_d и коэффициента усиления K_h двигателя от его мощности

-приборов: осциллографов, самопишущих мостов или других регистраторов. Для расшифровки времени переходных процессов устанавливают требуемую скорость лентопротяжного механизма, используют отметчик времени.

В качестве датчиков угловой скорости вала двигателя обычно применяют тахогенераторы. Для записи изменения положения топливрегулирующего органа используют потенциометры.

После выполнения необходимых подготовительных операций устанавливают заданный режим работы двигателя и затем в момент времени t_0 скачкообразно изменяют положение топливрегулирующего органа. В результате на ленте самопишущего прибора регистрируется переходный процесс изменения угловой скорости вала и положения топливрегулирующего органа двигателя во времени (рис. 17).

Постоянную времени T_d определяют одним из двух способов. Первый способ состоит в том, что следует отложить 63% отклонения угловой скорости вала $\Delta\omega$ от исходного установившегося значения (\dot{y}) и провести горизонтальную линию до пересечения с линией переходного процесса. Расстояние по горизонтали от этой точки пересечения до вертикальной линии, соответствующей моменту нанесения возмущения t_0 , определит значение постоянной времени T_d .

Второй способ связан с экспоненциальным характером изменения угловой скорости вала двигателя. Он заключается в том, что касательные линии к любой точке переходного процесса отсекают на линии нового установившегося значения частоты ω_2 равные отрезки до вертикали, проведенной через точку касания. Любой из этих горизонтальных отрезков определяет значение постоянной времени. На рис. 17 постоянная времени T_d двигателя определена с помощью касательной, проведенной из точки начала переходного процесса.

Коэффициент усиления по положению топливрегулирующего органа определяют как отношение изменения угловой скорости к изменению положения топливрегулирующего органа $K_h = \Delta\omega/\Delta h$.

Если определить значения постоянной времени и коэффициента усиления по подаче топлива на основных эксплуатационных режимах работы двигателя, то окажется, что с увеличением мощности и угловой скорости вала постоянная времени T_d и коэффициент усиления по топливоподаче K_h уменьшаются (рис. 18).

§ 6. ОПТИМАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКОЙ

Один из основных путей повышения эффективности работы судна заключается в эксплуатации его энергетической установки на оптимальных режимах работы. Цель оптимизации состоит в достижении экстремального (минимального или максимального) значения одной или нескольких величин. Эти величины называются *критериями оптимальности*. Совпадение экстремумов у нескольких критериев по одному и тому же параметру управления — явление крайне редкое. Поэтому обычно оптимизация про-

изводится по одному критерию оптимальности при фиксированных значениях других критериев.

Решение любой задачи оптимального управления сопряжено с нахождением условий выполнения критерия оптимальности. В сложных системах четко просматривается иерархическая зависимость критериев низших уровней от целей высших уровней. Оптимальное управление на любом уровне в конечном счете приводит к экономической задаче.

В настоящее время для судов, работающих в заграничном плавании, в качестве критериев оптимальности используются себестоимость инвалютного рубля и удельный чистый доход. При работе судна в каботажном плавании в качестве критерия выступает сумма народнохозяйственных издержек на перевозку грузов или пассажиров. Для действующего флота формализация критерия в целевую функцию сводится к минимизации эксплуатационных расходов:

$$C = \sum_i \sum_j c_{ij} x_{ij} = \min, \quad (28)$$

где C_u - эксплуатационные расходы; C_x - транспортные суда.

На уровне СЭУ критериями оптимальности могут быть минимальный удельный расход топлива, максимальный коэффициент полезного действия (к.п.д.) установки, минимальное время реверсирования главного двигателя и другие частные критерии, вытекающие из экономических или технических целей более высоких уровней системы управления.

Иерархическая зависимость целей и критериев определяет системный подход к решению задач оптимального управления судовой энергетической установкой. В иерархической структуре АСУ «Морфлот» СЭУ находится на нижнем уровне сложной, многоступенчатой, многоцелевой системы. Отсюда вытекает сложность выбора критериев оптимального управления, которые отвечали бы требованиям системного подхода, подчиненности критериев нижних уровней целям и критериям верхних уровней. Следует отметить, что большинство удачно поставленных и успешно решенных задач оптимального управления относится к двухуровневым иерархическим структурам, что соответствует одному из основных требований системного анализа - минимизации уровней управления.

При выборе критериев оптимального управления на уровне СЭУ весьма эффективным является применение принципа последовательной декомпозиции нижнего уровня двухуровневой линейной иерархической структуры. Сущность метода заключается в следующем. Любая сложная система может быть расчленена на типовые звенья. Каждое звено в качестве входного параметра имеет критерий, а в качестве выходного - цель. При этом под целью понимается максимальный доход в экономическом, техническом, социальном или другом аспекте понятий, а под критерием - минимальное отклонение от цели вышестоящего звена. При многоцелевых структурах композиции двухуровневых структур проводятся по одной глобальной цели при фиксированных других целях в виде ограничений.

Как упоминалось выше, глобальным критерием для действующего флота является минимизация эксплуатационных расходов, определяемых

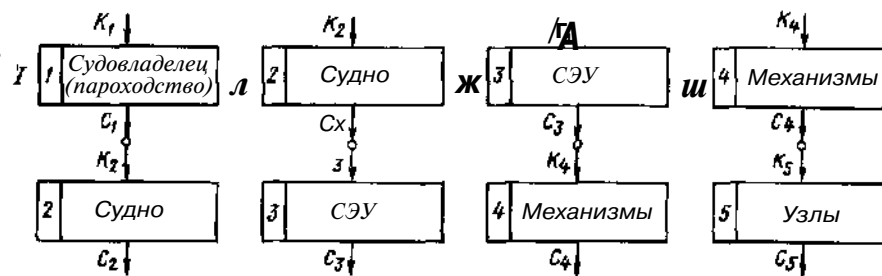


Рис. 19. Последовательность композиций функциональной структуры управления СЭУ:

К - критерий; С - цель

целевой функцией (28). Поэтому цели и критерии на всех уровнях не могут противоречить этой целевой функции.

Расчленение сложных структур на звенья в теории систем получило название «композиции». Последовательность композиций функциональной структуры управления СЭУ представлена на рис. 19.

Первая композиция / двухуровневой структуры будет представлена двумя типовыми звеньями: судовладелец и судно. Судовладелец: его цель - максимальный доход, получаемый благодаря проектной (плановой) скорости судна. Судно: его критерий - минимальное отклонение от плановой скорости (входной параметр); цель - оптимальная скорость в конкретных условиях эксплуатации (выходной параметр).

Вторая композиция // получается при декомпозиции нижнего уровня: судно и СЭУ. Для СЭУ входным параметром, т. е. критерием, является оптимальная скорость судна. Определение оптимальной скорости судна как глобального критерия для СЭУ проводилось многими исследователями. Особенно большое число работ по этому вопросу опубликовано проф. В. И. Небесным и его учениками, в работах Н. Г. Баринова, Ю. П. Петрова, П. Ф. Овчинникова и других широко используется классическое вариационное исчисление для определения оптимальной скорости судна.

Поскольку управление скоростью судна - процесс непрерывный и является функцией времени, а критерии оптимальности зависят от этой функции, т. е. являются функционалом, вариационное исчисление позволяет определить условия экстремума того или иного критерия. В основе вариационного исчисления лежит функционал стандартного вида

$$J = \int_a^b JF(x; y; y') dx. \quad (29)$$

Определенный интеграл (29) зависит от независимого переменного x , искомой функции $y(x)$ и ее производной y' .

Задача отыскания функций, доставляющих экстремум функционалам типа (29), решается методами теории оптимального управления, которые разделяются на классические вариационные методы, основы которых разработаны Эйлером и Лагранжем, и на новейшие методы - «принцип максимума» Л. С. Понтрягина и динамическое программирование Р. Бельмана.

Центральной теоремой вариационного исчисления является теорема Эйлера, дающая необходимое условие того, что функция $y(x)$ доставляет экстремум функционалу (29) с граничными значениями $y(a) = y_a$ и $y(b) = y_b$, среди всех других гладких кривых, имеющих непрерывную первую производную y' и проходящих через те же точки.

Следует отметить, что теорема Эйлера справедлива только в том случае, если на подлежащие определению функции или их производные не наложено ограничений. Если, например, нужно найти минимум функционала (29) при наличии ограничения вида $y' > \alpha(x)$, в этом случае функция $y(x)$, на которой достигается минимум функционала, уже не обязательно должна удовлетворять уравнению Эйлера, так как к функции $y(x)$ уже нельзя прибавлять произвольные вариации. Могут быть только вариации, удовлетворяющие неравенству $\delta y > 0$.

При наличии ограничений экстремум функционала достигается (если он существует) среди кусочно-гладких функций на смещенной кривой, составленной из отрезков экстремалей и отрезков границы допустимой области. В частных случаях длина отрезков экстремалей или отрезков границы области может обращаться в нуль.

В настоящее время для решения задач оптимального управления при наличии ограничений чаще всего применяют методы динамического программирования и «принцип максимума». Определение оптимальной скорости судна на конкретном переходе осуществляется последовательным вычислением функционала, определяющего эффективность транспортных издержек.

Расчет минимальной себестоимости содержания судна с помощью «принципа максимума» Л. С. Понтрягина дает формулу для определения оптимальной скорости судна

$$v_{\text{опт}} = \sqrt[3]{\frac{S_{\text{ст}} \sqrt{R(0)}}{2\alpha R(t) \sqrt{R(t)}}, \quad (30)$$

где $S_{\text{ст}}$ — себестоимость судо-суток на стоянке; $1/\alpha$ — цена топлива, масла и другие эксплуатационные расходы на ходу судна; $R(t)$ — показатель условий сопротивления движению судна (кусочно-постоянная функция времени изменяется при изменении условий плавания).

$$R(t) = \frac{G(t)}{v^k(t)}, \quad (31)$$

здесь $G(t)$ — расход топлива в момент времени t ; $v^k(t)$ — скорость судна в момент времени t (здесь k — показатель степени скорости судна, зависящий от сопротивления движению; для транспортных судов принимается $k = 3$).

Чтобы СЭУ могла обеспечить оптимальную скорость судна, надо правильно выбрать режим работы главного двигателя. Основным требованием, предъявляемым при выборе того или иного режима работы пропульсивного комплекса с дизельной энергетической установкой, является обеспечение работы главного двигателя в области режимов, гарантированной заводом-изготовителем для длительной эксплуатации. Внутри этой области работа двигателя допускается в любой точке сочетания парамет-

30

ров, поэтому число возможных режимов работы двигателя достаточно велико.

С экономической точки зрения при определенных метеорологических условиях, осадках судна, характеристиках груза и т. п. может оказаться выгоднее тот или иной режим. В зависимости от сложившихся условий плавания и задач, выполняемых судном, может оказаться предпочтительным режим, характеризующийся наименьшим расходом топлива, наименьшим расходом моторесурса на милю пути, минимумом эксплуатационных расходов, максимумом провозоспособности.

На эффективность работы СЭУ влияет экономичность протекания рабочих процессов в самом двигателе в зависимости от взаимного влияния рабочих параметров или сложившихся внешних условий. При заданной оптимальной скорости с учетом сопротивления движению судна назначается скоростной режим главному двигателю, т. е. угловая скорость гребного вала.

При известной винтовой характеристике двигателя по выбранной угловой скорости вала определяется значение эффективной мощности. Последнее определяет соотношение всех рабочих параметров двигателя. При этом необходимо учесть технические ограничения.

В общем случае выбор оптимального режима работы СЭУ целесообразно производить в два последовательных этапа:

- 1) оперативный расчет оптимальной скорости судна на заданном участке пути в зависимости от экономических показателей;
- 2) обеспечение оптимальной скорости судна путем выбора режима работы СЭУ.

Следует учитывать, что характерной особенностью судовых двигателей внутреннего сгорания при работе на гребной винт является изменение в широких пределах угловой скорости вала и потребляемой мощности.

К важнейшим параметрам процесса сгорания в ДВС относятся: коэффициент избытка воздуха α , коэффициент наполнения η_v , среднее индикаторное давление p_i . Эти параметры зависят от температуры наддувочного воздуха, давления наддува, относительной влажности воздуха, температуры охлаждения двигателя и вязкости топлива. Воздействуя на температурный режим в системе охлаждения двигателя, температуру наддувочного воздуха и вязкость топлива, можно добиться повышения индикаторного к. п. д. двигателя на заданном режиме работы.

Таким образом, весь процесс оптимизации режимов работы СЭУ разделяется на определение оптимальной скорости движения судна в зависимости от экономических показателей и поиск режима работы двигателя, обеспечивающего при заданной скорости судна и конкретных условиях плавания наиболее благоприятный рабочий процесс в цилиндрах.

§ 7. УПРАВЛЕНИЕ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ РАБОТОЙ ДВИГАТЕЛЕЙ

В случаях, если мощность потребителя энергии превышает мощность одного дизеля, судовая энергетическая установка состоит из нескольких параллельно работающих дизелей. Функциональная схема СЭУ с параллельно включенными двигателями дана на рис. 20.

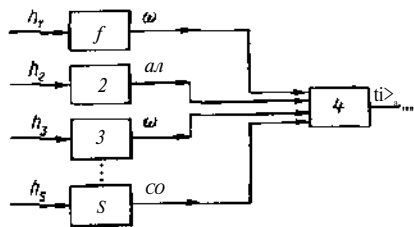


Рис. 20. Функциональная схема СЭУ с параллельно включенными двигателями:

1, 2, 3, ... 4-параллельно включенные двигатели; 4-редуктор или главный распределительный шит; h -положение рейки топливного насоса л-го двигателя; ω -угловая скорость коленчатого вала; $\omega_{\text{ш}}$ -угловая скорость гребного вала

Общая мощность установки N_{Σ} равняется сумме мощностей отдельных двигателей:

$$N_{\Sigma} = N_{e1} + N_{e2} + \dots + N_{en} \quad (32)$$

где n -число двигателей, включенных в параллельную работу.

Мощность N_c потребителя энергии на установившихся режимах всегда равна мощности установки с параллельно работающими двигателями:

$$N_{e\Sigma} - N_c = 0 \quad (33)$$

Фактически на всех судовых электростанциях предусматривается возможность параллельной работы дизель-генераторов; при этом допускается ремонт отдельных дизелей в период рейса и обеспечивается потребность в электроэнергии с неравномерным графиком загрузки. Аналогичная схема применяется и для главных двигателей при гребной электрической установке. Следует отметить, что наметившаяся тенденция применения на морских судах среднеоборотных дизелей в качестве главных двигателей приведет в ближайшие годы к резкому увеличению использования метода параллельной работы двигателей.

Экономичность работы установки с параллельно работающими дизелями оценивают общим к. п. д. установки. С учетом передачи, связывающей двигатель с потребителем, к. п. д. установки

$$\eta_y = \eta_n \frac{3,6 \cdot 10^4}{H_n g_{e\Sigma}} \quad (34)$$

где η_n -к. п. д. передачи; H_n -теплота сгорания топлива; $g_{e\Sigma}$ -суммарный удельный эффективный расход топлива.

Нагрузочные характеристики показывают, что удельный эффективный расход g_{ei} каждого двигателя установки зависит прежде всего от мощности N_{ei} , развиваемой этим двигателем, и имеет для дизелей выраженный экстремум. Суммарный эффективный удельный расход топлива энергетической установки зависит как от суммарной мощности N_{Σ} работающих параллельно двигателей, так и от распределения этой мощности между параллельно работающими двигателями.

Параллельно работающие двигатели представляют собой группу однородных механизмов, критерием оптимального управления которых является максимизация к. п. д. установки.

Важнейшей задачей при управлении параллельной работой дизелей является распределение между ними нагрузки. Оптимальное распределение

нагрузки при параллельной работе дизелей рассмотрено В. И. Крутовым [16]. Он сформулировал и обосновал критерий оптимальности по максимальному к. п. д. установки и рассмотрел решение задачи аналитическим и графическим методами.

Максимизация к. п. д. установки при параллельной работе двигателей однозначно определяется минимизацией суммарного удельного расхода топлива. Суммарный удельный расход топлива $g_{e\Sigma}$ является функцией нескольких переменных:

$$g_{e\Sigma} = f(N_{e1}, N_{e2}, \dots, N_{en}, \dots, N_{ed}) \quad (35)$$

Экстремум функции нескольких переменных достигается при равенстве нулю полной производной этой функции:

$$dg_{e\Sigma} = \sum_{n=1}^n \frac{\partial g_{e\Sigma}}{\partial N_{en}} dN_{en} = 0 \quad (36)$$

Приращение мощностей отдельных двигателей не может быть равным нулю по своей физической сущности: $\langle \Delta N_{en} \rangle \neq 0$.

Следовательно, необходимым условием экстремума является равенство нулю всех частных производных, входящих в выражение (36).

Частная производная по первому двигателю

$$\frac{\partial g_{e\Sigma}}{\partial N_{e1}} = \frac{\partial \sum_{n=1}^n \beta_n g_{en}}{\partial N_{e1}} \quad (37)$$

где $\beta_n = JV^{\wedge}/JVe_j$ -относительная нагрузка n -го двигателя.

В. И. Кругов ввел обозначения:

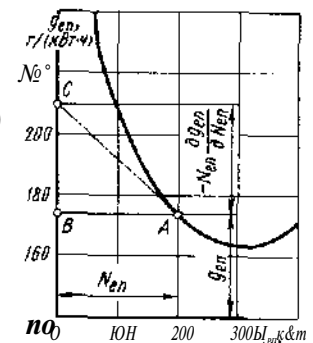
$$\frac{\partial (N_{e1} g_{e1})}{\partial N_{e1}} = \theta_1, \dots, \frac{\partial (N_{en} g_{en})}{\partial N_{en}} = \theta_n, \dots, \frac{\partial (N_{ei} g_{ei})}{\partial N_{ei}} = \theta_i \quad (38)$$

и доказал, что условия экстремума $dg_{e\Sigma} = 0$ выполняются только при условии

$$\theta_1 = \theta_2 = \dots = \theta_n = \dots = \theta_i \quad (39)$$

Параметр θ_n в любой точке нагрузочной характеристики $g_{ei} = f(N_{ei})$ легко определяется. Каждое выражение (39) можно представить в виде

$$\theta_n = g_{en} + N_{en} \frac{\partial g_{en}}{\partial N_{en}} \quad (40)$$



На рис. 21 показаны построения для определения величины θ_n по нагрузочной характеристике $g_{ei} = f(N_{ei})$.

Рис. 21. Определение величины θ_n по нагрузочной характеристике дизеля

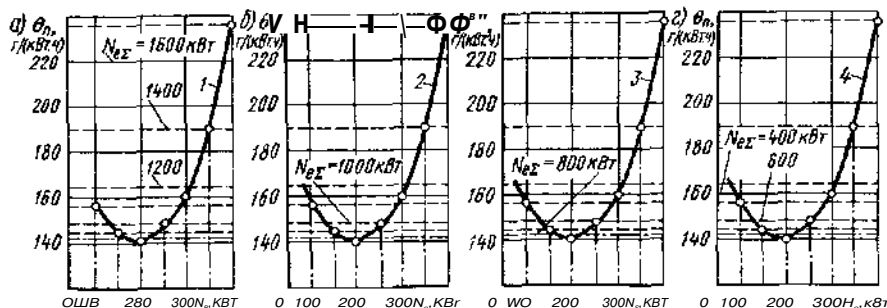


Рис. 22. Определение экстремального распределения нагрузки между четырьмя одинаковыми двигателями:
и-двигатель № 1; б-двигатель № 2; в-двигатель № 3; г-двигатель № 4

Ордината точки *A* представляет собой ∂_{en} -удельный эффективный расход топлива в точке выбранного режима. Касательная *AC* отсекает на оси ординат отрезок *BC*, равный $N_{en} \frac{\partial g_{en}}{\partial N_{en}}$.

Если отрезок *BC* откладывается вверх от точки *B*, то $N_{en} \frac{\partial g_{en}}{\partial N_{en}} < 0$; если же вниз, то $L < \frac{P_{g_{en}}}{N_{en}} > 0$.

Кривые $g_{en} = f(N_{en})$, построенные для нескольких двигателей, определяют условия экстремального распределения нагрузки. На рис. 22 представлены такие характеристики для четырех одинаковых двигателей¹. При экстремальном распределении нагрузки можно получить минимальный или максимальный удельный суммарный расход топлива. Для того чтобы экстремум стал минимумом, достаточным условием является положительность второй производной искомой функции: $d^2 g_{en} > 0$. Вторая полная производная

$$d^2 g_{en} = \sum_{i=k}^n \sum_{a=ik}^{\partial^2 g_{en}} dN_{en} dN_{ek} > 0. \quad (41)$$

Для того чтобы квадратичная форма (41) была определенной и положительной, необходимо и достаточно выполнить неравенство Сильвестра. В. И. Крутов показал, что неравенство Сильвестра может быть выполнено только при положительных значениях частной производной $\frac{\partial g_{en}}{\partial N_{en}}$. Располагая кривыми $g_{en} = f(N_{en})$, представленными на рис. 22, условия минимума можно легко проверить.

Недостатком рассмотренного метода является отсутствие ограничений, наложенных на целевую функцию, что приводит к трудностям при решении задачи на практике. Существо этих трудностей заключается в следующем. С одной стороны, экспериментальные исследования показывают, что

¹ Рис. 22 заимствован из книги В. И. Крутова «Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания» (М.: Машиностроение, 1979. 616 с).

даже двигатели одной модели имеют различные нагрузочные характеристики, которые используются для расчета оптимального распределения нагрузки; это определяет неравномерную оптимальную нагрузку между дизелями. С другой стороны, исследования по обеспечению устойчивости и показателей качества переходных процессов при параллельной работе дизелей определили конструктивную схему регуляторов.

Принимая за критерий оптимального управления максимальный к. п. д. установки и применив математический аппарат, позволяющий наложить ограничения на целевую функцию, рассмотрим метод оптимального распределения нагрузки при параллельной схеме работы дизелей при ограниченном часовом расходе топлива. Практика показывает, что часовой расход топлива достаточно точно описывается зависимостью

$$G_n = k_n N_{en} + b_n, \quad (42)$$

где G_n -расход топлива *n*-го двигателя при его работе на мощности M_{en}^0 ; k_n и b_n -коэффициенты, значения которых выражаются неотрицательными числами, получаемыми из экспериментальных характеристик *n*-го двигателя.

Задача оптимального управления при наличии ограничений формулируется следующим образом. С помощью *n* дизелей следует обеспечить нагрузки, зависящие от условий работы судна, таким образом, чтобы все дизели отработали в единицу времени (рейс, год) равное число мото-часов, нагрузка в каждый момент времени распределялась бы между работающими дизелями равномерно, а расход топлива за рассматриваемый отрезок времени был бы минимальным. Естественно, что уменьшение расхода топлива на установку однозначно приводит к увеличению ее к. п. д.

Ограничение по равномерности распределения нагрузки дизелей вызвано существующими конструктивными схемами. Ограничение по равномерности мото-часов диктуется необходимостью иметь резервный двигатель на случай максимальных нагрузок (судовая электростанция); кроме того, это дает возможность профилактических осмотров и ремонтов. При этом к тому же ограничены максимальная мощность каждого дизеля, суммарная мощность всех дизелей, а также суммарный минимальный расход топлива, так как при работе дизеля без нагрузки расход топлива определяется механическим к. п. д.

Введем некоторую переменную U_n , определяющую степень использования *n*-го дизеля.

Целевая функция представляет собой суммарный расход топлива на установку с учетом использования каждого дизеля

$$G_{\Sigma} = \sum_{n=1}^n (k_n N_{en} + b_n) U_n \rightarrow \min. \quad (43)$$

Набор мощностей N_{en} и управлений U_n должен минимизировать функцию (43) при условиях

$$0 \leq U_n \leq 1;$$

$U_n = 0$, если *n*-й дизель не работает;
 $U_n = 1$, если *n*-й дизель работает.

Часть переменных N_{en} может изменяться непрерывно, а часть переменных U_n изменяется дискретно. Такие задачи относятся к нестандартным задачам оптимизации.

Выберем некоторый конкретный набор управлений (U_1, U_2, \dots, U_i), для которого найдем набор мощностей (N_1, N_2, \dots, N_i), минимизирующий функцию (43). Другими словами, выбираем конкретные двигатели и находим для них мощности, при которых получаем минимальный суммарный расход топлива. При фиксированных переменных задача может быть решена способом линейного программирования, например, симплекс-методом или методом Жордановых исключений. Решение будет зависеть от выбранного набора (U_1, U_2, \dots, U_i). Так как U_n может принимать только два значения (0 и 1), всех возможных наборов (U_1, U_2, \dots, U_i) может быть 2^i . Это значит, что задачу необходимо решить 2^i раз и из полученных решений выбрать то, которое даст наименьшее значение целевой функции (43).

Упорядочим номера дизелей по возрастанию коэффициента k_n , так, чтобы

$$k_1 \leq k_2 \leq k_3 \leq \dots \leq k_n$$

Зафиксируем набор управлений двигателями (U_1, U_2, \dots, U_i) и исключим все переменные, равные нулю, а из функции (43) исключим все слагаемые, которые содержат нулевые U_n , т. е. будем учитывать только двигатели, которые находятся в действии. Оставшиеся переменные параметры и слагаемые перенумеруем так, чтобы были соблюдены неравенства (44). Затем определим набор мощностей работающих двигателей (N_1, N_2, \dots, N_i) который минимизирует функцию (43) при $s \leq i$. Тогда

$$G_{\Sigma} = \sum_{n=1}^{n=s} (k_n N_{en} + b_n). \quad (45)$$

Очевидно, что задача будет иметь решение, если суммарная мощность потребителей

$$N_{\Sigma} \leq s N_{e \max}. \quad (46)$$

Если условие (46) не соблюдается, то, следовательно, с помощью s дизелей мы не можем обеспечить потребную суммарную мощность. Примем, что

$$N_{\Sigma} = L N_{e \max} + N_{e \text{доб}}, \quad (47)$$

где L - число дизелей, работающих при $N_{e \max}$; $L_{\text{доб}}$ - остаток нагрузки, приходящейся на $L + 1$ дизель, так как $0 \leq N_{e \text{доб}} \leq N_{e \max}$.

Если $N_{e \text{доб}} > 0$, должны работать $L + 1$ дизелей, а если $N_{e \text{доб}} = 0$, должны работать L дизелей. Если допустить, что их будет работать больше, тогда расход топлива будет больше на величину, соответствующую суммарному расходу топлива двигателей, работающих на холостом ходу.

36

Целевая функция с учетом равномерной выработки моторесурса

$$GE = \sum_{n=1}^i \sum_{t=0}^1 [k_n W + b_n] \text{sign } N_{en}(t) A. \quad (48)$$

При этом будут следующие условия ограничения.

1. Сумма мощностей работающих дизелей в каждый момент времени обеспечивает необходимую нагрузку

$$\sum_{n=1}^{n=i} N_{en}(t) \text{sign } N_{en}(t) = N_{\Sigma}(t). \quad (49)$$

2. Мощность работающих дизелей ограничена $0 \leq N_{en}(t) \leq N_{e \max}$.

3. Моторесурс дизелей за рассматриваемый период времени (0-1) характеризуется ступенчатой функцией

$$\tau = \int_0^1 \text{sign } N_{en}(t) dt. \quad (50)$$

4. Мощности дизелей, работающих в каждый момент времени, равны и определяются графиком нагрузки.

Число дизелей, работающих в данный промежуток времени,

$$r(t) = E \frac{N_{\Sigma}(t)}{N_{e \max}} + 1, \quad (51)$$

где $r(t)$ - число дизелей, работающих в период времени t ; E - специальная функция, определяющая целую часть от дробного при делении $N_{\Sigma}(t)$ на $N_{e \max}$; N_2 (0 - необходимая нагрузка в момент времени t).

Тогда моторесурс каждого дизеля

$$T_n = \frac{1}{i} \int_0^1 r(t) dt, \quad (52)$$

где i - число дизелей в установке.

Рабочее или нерабочее состояние дизеля в данный момент времени определяется ступенчатой функцией

$$\text{sign } N_{en}(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } N_{en}(t) = 0; \\ +1 & \text{при } N_{en}(t) > 0; \\ -1 & \text{при } N_{en}(t) < 0. \end{cases}$$

Тогда четвертое ограничение по равномерному распределению мощности между дизелями

$$N_{en}(0) = \frac{N_{\Sigma}(t)}{[E \frac{N_{\Sigma}(t)}{N_{e \max}} + 1] \text{sign } N_{en}(t)}. \quad (53)$$

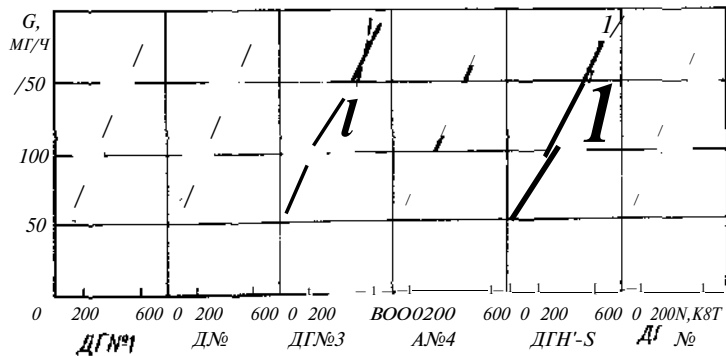


Рис. 23. Нагрузочные характеристики дизель-генераторов теплохода «Иван Франко»

Введем указанные ограничения в целевую функцию (48), тогда

$$\langle h = \sum_{n=1}^{n=i} \{ k_n N_{en}(t) \text{sign} N_{en}(t) \} dt + T_n \sum_{n=1}^{n=i} b_n \quad (54)$$

Так как ϵ , b_n , и T_n - величины постоянные для данной энергетической установки и не зависят от выбора $N_{en}(t)$, минимизации подлежит функция

$$Gx = \int_0^t h N_{en}(t) \text{sign} N_{en}(t) dt, \quad (55)$$

Для расчета оптимального распределения нагрузки между параллельно работающими дизелями необходимо располагать данными, позволяющими построить нагрузочные характеристики дизелей и график загрузки при различных условиях работы судна. Нагрузочные характеристики дизелей строят по данным теплотехнических испытаний, а графики нагрузки выбирают из вахтенных журналов и обрабатывают статистическими методами.

На рис. 23 для примера представлены нагрузочные характеристики дизель-генераторов теплохода «Иван Франко». В случае нелинейных нагрузочных характеристик необходимо провести их линеаризацию, что позволит более точно определить значение производной k_n , по функции $G_n = f(N_{en})$. В большинстве случаев эта функция имеет линейный характер и потому коэффициент k_n , определяется как тангенс угла наклона нагрузочной характеристики к оси абсцисс. Двигателям присваиваются новые номера в порядке возрастания коэффициента k_n , что соответствует последовательности их включения при возрастании общей нагрузки, как это показано в табл. 1.

Таблица 1

Судовые номера двигателей	2	1	4	6	3	5
Новые номера двигателей	1	2	3	4	5	6
Значения коэффициента k_n	0,200	0,210	0,247	0,253	0,256	0,264

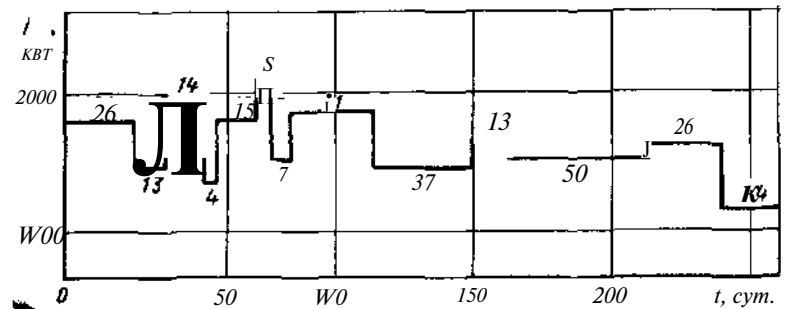


Рис. 24. Усредненный график нагрузки электростанции теплохода «Иван Франко»

На основании статистических данных за 10 месяцев работы дизель-генераторов построен усредненный график нагрузки судовой электростанции, представленный на рис. 24.

Располагая новой маркировкой дизелей по возрастанию коэффициента k_n , и фактически данными нагрузки, строят оптимальный график распределения нагрузки параллельно работающих дизелей, который можно реализовать при программном управлении судовой электростанцией.

§ 8. АЛГОРИТМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССОВ УПРАВЛЕНИЯ

Процессы управления судовой энергетической установкой состоят из операций по изменению режимов работы систем и механизмов. Эти операции выполняют в строгой последовательности, с учетом состояния энергетического оборудования и в соответствии с поступающими с мостика командами. Вахтенный механик при ручном управлении или автоматическая система должны обеспечить точное выполнение этих операций. Поэтому важное значение имеет правильное описание, или алгоритм, процессов управления.

Алгоритмом функционирования автоматической системы является точное предписание, определяющее процесс преобразования исходной информации, поступающей от датчиков или с пульта управления, в управляющее воздействие на объект управления. Процесс получения и математического описания алгоритмов управления СЭУ называется *алгоритмизацией*.

Процессы регулирования обычно описывают с помощью дифференциальных уравнений, процессы управления - с помощью логических уравнений. Для математического описания сложных процессов управления, регулирования и контроля, реализуемых в системах ДАУ и вычислительных Устройствах, необходима единая форма математической записи, которая позволила бы описывать систему управления в целом, включая датчики, функциональные и исполнительные элементы, средства представления информации.

В справочном пособии «Автоматизация судовых энергетических установок» под редакцией Р. А. Нелепина [1] рассматривается метод аналитиче-

ского описания алгоритмов судовых систем автоматизированного управления; разработаный И. А. Румянцевым на основе математического аппарата переработки информации А. А. Ляпунова. В соответствии с этим методом весь процесс управления представляется в виде элементарных операций [At-математических операторов), которые записывают в строку и нумеруют в порядке их выполнения слева направо.

Если направление следования процесса управления зависит от результата действия оператора в конкретных условиях, т.е. от результатов переработки информации, получаемой от датчиков, то после оператора ставится логическое условие P_{if} которое может принимать два значения: «1»-при его выполнении, «0»-при его невыполнении. В первом случае процесс переходит к следующему оператору, во втором-к тому оператору, к которому указывает стрелка t с его порядковым номером, расположенная после логического условия. У оператора, которому передается управление, также ставится стрелка I с номером того логического условия, от которого произошел переход. Запись алгоритма имеет вид

$$A_1 A_2 \dots A_{t-1} P \uparrow A_{i+1} \dots A_{s-1} \downarrow A_s A_{s+1} \dots \quad (56)$$

Алгоритм (56) читается следующим образом: выполнить оператор A_{it} затем A_i и далее до A_{s-1} ; после этого проверить полученный результат по условию $P_{;}$; если условие выполняется ($P_{;}=1$), перейти к реализации оператора A_{i+1} . Если условие не соблюдается ($P_{;}=0$), следующими выполнять операторы A_s и A_{s+1} .

Эта форма записи алгоритмов получила широкое распространение в инженерной практике под названием *логических схем алгоритмов* (ЛСА).

Для использования математического аппарата ЛСА при описании алгоритмов судовых энергетических установок вводят следующие обозначения входных и выходных данных, операторов и логических условий.

Обозначения операторов. S_k^1 и \wedge -операторы начала и конца процесса управления; «н» и «к»-индексы соответственно начала и конца алгоритма; $/= 1, 2, 3, \dots$, «-индексы номера алгоритма в общей схеме управления; $A_{if}(x_1, x_2, \dots, x_n)$]-оператор арифметических и логических вычислений; $/(x_1, \%_2, -, x_n)$ -расчетная зависимость; x_n -аргумент, принимающий различные значения для непрерывных и дискретных функций; $\&i[T_m(v), P_{nk}(y) \dots]$ -оператор ввода информации от датчиков; T, P, \dots -вид датчика (например, температуры, давления); о-номер датчика в системе; к-вид двигателя, системы, механизма, на которых установлен датчик (например, компрессор); (и), (у)---текущие значения параметров; $C_{;}$ [F; - a : (п B A... э Я_{нк})]-оператор выдачи управляющих воздействий на исполнительные органы; F; =/(*, , x_2, \dots, x^A; -г,-)-двоичная функция, определяющая состояние управляющего воздействия по сигналам, поступающим от непрерывных датчиков x_i , от блок-контактов i^{\wedge} , сигнализирующих о положении клапанов, командам оператора k_i и дискретным сигналам времени u .

Адрес исполнительного органа обозначается тремя последовательными знаками: B, C, ...-тип исполнительного органа (например клапан, схема сигнализации); и-номер исполнительного органа; ft-вид двигателя, сис-

темы, механизма, в составе которых установлен исполнительный орган. ДЕРЕД адресом указан род привода (э-электрический, п-пневматический я т.п.).

Для обозначения открытия и закрытия исполнительного органа используются знаки а: и р: $3; (/k > < at >)$ -оператор запоминания промежуточных результатов; $M; (5 : v \setminus \phi 1)$ -оператор воздействия на средства представления информации, например «сигнализировать, что /-й клапан /с-й системы не открылся»; Я;-оператор специальных вычислений (например, расчет полинома); Я;-условный останов (пауза).

Обозначение логических условий. P, $(/\wedge a)$ - проверка результатов выполнения оператора. /-результат расчета, логическое заключение. *-знаки условия: $>, <, =, \phi$ и т.д., а-постоянная величина, равная 1 или 0, уставка и т.п. $q(At \wedge \xi_3 ад) \sim \text{конт} P^{\text{ола}}$ времени (учет реального масштаба времени).

Алгоритм функционирования можно представить в виде граф-схемы, если принять следующую интерпретацию его функциональных элементов.

Конечное множество преобразователей $X(x_1, x_2, \dots, x_n)$ соответствует действию при управлении (управляющие воздействия, логические заключения, вычисления, сигналы оповещения) и обозначается в виде прямоугольников, внутри которых записаны операторы. Конечное множество распознавателей $a(a_1, a_2, \dots, a_n)$ определяет выбор направления следования процесса управления и обозначается ромбическими фигурами, внутри которых записаны логические условия.

От преобразователей отходит стрелка к следующему элементу граф-схемы, от распознавателей отходят две стрелки, соответствующие выполнению («ДА») и невыполнению («НЕТ») логического условия. Начало и конец алгоритма условно обозначаются овалами.

На рис. 25 дан пример алгоритма определения к. п. д. компрессора газотурбинного двигателя, представленный в виде граф-схемы. Алгоритм предусматривает выполнение следующих операций.

1. Определение с помощью первичных преобразователей информации текущих значений давлений (p_1, p_2) и температур (T_1, T_2) воздуха до и после компрессора и переход к п. 2.

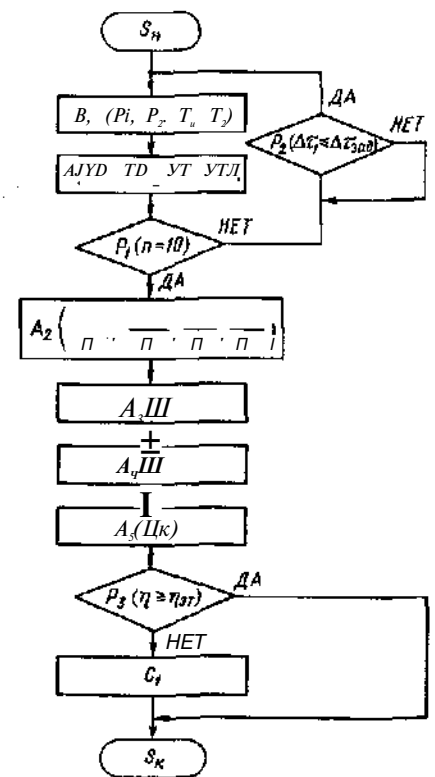


Рис. 25. Граф-схема алгоритма автоматического определения к.п.д. компрессора высокого давления ГТУ-20

2. Определение суммарных значений отдельных параметров по десяти замерам ($n = 10$) и переход к п. 3.

3. Проверка окончания числа замеров. Если $n = 10$, то переход к п. 4. Если $n < 10$, то по истечении отведенного для замеров времени ($Dt = t_{\text{зал}}$) переход к п. 1 для повторного измерения параметров.

4. Расчет средних значений измеренных параметров и переход к п. 5.

5. Вычисление степени сжатия воздуха в компрессоре k и переход к п. 6.

6. Определение удельной работы сжатия воздуха в компрессоре L и переход к п. 7.

7. Вычисление к.п.д. компрессора m_k и переход к п. 8.

8. Проверка значений к.п.д. компрессора: если расчетное значение к.п.д. больше эталонного или равно ему ($\text{лк} \hat{=} \text{Пэт}$), то проверка заканчивается; если $t_k < t_{\text{эт}}$, то осуществляется переход к п. 9.

9. Оповещение обслуживающего персонала о снижении к.п.д. путем включения сигнализации и регистрации результатов расчета.

Глава II. СУДОВАЯ ГАЗОТУРБИНАЯ УСТАНОВКА КАК ОБЪЕКТ УПРАВЛЕНИЯ

§ 9. ПРИМЕНЕНИЕ ГТУ НА СУДАХ МОРСКОГО ФЛОТА

Газотурбинная установка (ГТУ) конструктивно соединяет в себе преимущества двигателя внутреннего сгорания и паровой турбины. В ГТУ топливо сгорает в небольшой по объему камере сгорания, и газ при высокой температуре совершает работу на лопатках вращающейся турбины. Это позволяет избежать в ГТУ возвратно-поступательного движения и громоздкого котла, благодаря чему размеры и масса газотурбинной установки значительно меньше, чем дизельной или паротурбинной установки такой же мощности.

Патент на первую ГТУ был получен немецким инженером Штольце в 1872 г., т. е. в период создания французским изобретателем Ленуаром ДВС (1860 г.) и шведским инженером Лавалем паровой турбины (1883 г.). Первая судовая ГТУ была спроектирована в 1892 г. талантливым русским инженером-механиком флота П. Д. Кузьминским. В последующие годы она была установлена и проходила испытания на катере.

В отличие от паровых турбин и двигателей внутреннего сгорания газовые турбины не получили промышленного применения, что объяснялось трудностями создания совершенного в аэродинамическом отношении лопаточного аппарата и высокой температурой газов.

В 1936-1939 гг. под руководством профессора Харьковского политехнического института В. М. Маковского была создана ГТУ мощностью 750 кВт для работы на шахте в городе Горловке. После второй мировой войны газовые турбины вытеснили двигатели внутреннего сгорания в авиации.

На морском флоте первые газовые турбины использовались для привода электрогенераторов, в качестве главных двигателей, а также в составе энергетических установок со свободнопоршневыми генераторами газов.

В 1951 г. на английском танкере «Аурис» один из дизель-генераторов был заменен газотурбинным двигателем, а в 1956 г. вместо четырех дизель-генераторов и гребного электродвигателя была установлена ГТУ мощностью 4000 кВт. В 1956 г. было произведено переоборудование американского судна «Джон Серджент», которое заключалось в замене главной паровой машины газотурбинной установкой мощностью 4850 кВт.

В нашей стране первые газотурбинные суда были построены в середине 60-х годов. В 1965-1967 гг. на заводе «Красное Сормово» было построено и начало работать на Волге судно на подводных крыльях «Буревестник» с двумя газотурбинными двигателями авиационного типа мощностью по 2000 л/кВт, обеспечивающими привод двух водометных движителей. С 1968 г. в Черноморском морском пароходстве эксплуатируется газотурбоход «Парижская коммуна», на котором установлены газовые турбины Ленинградского производственного объединения «Кировский завод» типа ГТУ-20 мощностью 9000 кВт, работающие на ВРШ.

В 70-е годы в разных странах было построено значительное количество газотурбинных судов. В 1971-1972 гг. в ФРГ для Англии были построены четыре газотурбинных контейнеровоза типа «Евролайнер», на которых установлены две ГТУ мощностью по 22 000 кВт, работающих на два ВРШ в сообщающих судну скорость 27 уз. Газотурбинные двигатели работают при температуре газов 980°C, имеют высокий уровень автоматизации, развивают полную мощность за 3 мин из холодного состояния.

В 1974 г. вступил в эксплуатацию норвежский газовоз «Лусайн» дедевом 21 тыс т с ГТУ американской фирмы «Дженерал Электрик» «тяжелого» типа мощностью 15 000 кВт, которая на ходовых режимах работает на газе, испаряющемся с поверхности жидкого груза в емкостях.

В 1975 г. в Австралии были построены два газотурбинных ролкера «Сивей Принс» и «Сивей Принсис». Газотурбинные установки этих судов имеют мощность 9000 кВт, установлены на верхней палубе и через электропривод работают на ВРШ. Это позволило на 12% увеличить объем помещений судна, предназначенных для перевозки грузов, и освободить корму для выдвинутой рампы.

В 1977 г. на верфи «Вяртсиля» в Финляндии было построено газотурбинное паромное судно «Финджет» для перевозки 1500 пассажиров и 350 автомобилей из Хельсинки в Травемюнде (ФРГ). На судне установлены две ГТУ суммарной мощностью 55 000 кВт, обеспечивающие движение судна со скоростью 30,5 уз.

В 1978-1980 гг. в нашей стране были построены и вступили в эксплуатацию газотурбинные ролкеры «Капитан Смирнов», «Капитан Мезенцев» и «Инженер Ермошкин» проекта «Атлантика». В качестве энергетических установок на судах используются две газопаровые турбинные установки (ГПТУ) мощностью по 18 000 кВт, работающие на гребные винты фиксированного шага и обеспечивающие скорость движения судна 25 уз. В составе каждой ГПТУ, кроме газотурбинного двигателя (ГТД), имеется утилизационная паротурбинная установка мощностью 4500 кВт.

Опыт эксплуатации выявил общие особенности использования газотурбинных двигателей на судах морского флота. Малая удельная масса ГТУ относительно единицы мощности, достигающая на судах типа «Капитан Смирнов» 7,5 кг/кВт, а на газотурбоходах типа «Евролайнер» даже менее

1 кг/кВт, дает возможность строить скоростные контейнеровозы с горизонтальным способом погрузки.

Промышленное производство судовых газовых турбин многие годы сдерживалось из-за их низкой экономичности по сравнению с другими типами тепловых двигателей. Достижения металлургической промышленности в производстве жаропрочных сплавов для лопаточного аппарата позволили использовать газы с высокой температурой. Это в сочетании с совершенствованием теплового цикла посредством использования теплоты уходящих газов значительно повысило к. п. д. ГТУ.

В последние годы были созданы судовые ГТУ (СГТУ), которые по экономичности превзошли паротурбинные установки и приближаются к дизельным.

В процессе эксплуатации судовых ГТУ происходит занос проточных частей компрессоров солями влажного морского воздуха и газовых турбин - продуктами сгорания. Это приводит к ухудшению их характеристик. Для предотвращения заносов на судах разработаны и систематически проводятся технологические мероприятия по очистке проточных частей ГТУ, что позволяет поддерживать проектные значения коэффициентов полезного действия компрессоров и турбин.

Область применения ГТУ на морском флоте в настоящее время ограничена судами, обеспечивающими быструю доставку ценных грузов и пассажиров. Это объясняется необходимостью использования для ГТУ в основном легких сортов топлива, стоимость которого значительно превосходит стоимость топлива тяжелых сортов. Сокращение нефтяных запасов и возрастание стоимости топлива вынуждает некоторых иностранных судовладельцев эксплуатировать судовые ГТУ на режимах пониженной мощности. Поэтому проблема топлива является определяющей для дальнейшего применения ГТД на судах морского флота.

В нашей стране и за рубежом ведутся активные работы в области использования для ГТУ топлива тяжелых сортов. С этой целью создаются конструкции камер горения и топливной аппаратуры для перспективных типов газовых турбин, разрабатываются технологические методы подготовки моторных сортов топлива для сжигания в ГТУ.

В Советском Союзе для газотурбинных двигателей производится специальный сорт дистиллятного топлива замедленного коксования, который получил название газотурбинного и по стоимости близок к моторному.

Судовые ГТУ характеризуются более высоким уровнем автоматизации, меньшими трудозатратами на техническое обслуживание и сокращенным штатом машинной команды по сравнению с другими типами энергетических установок. Газотурбинные двигатели легкого типа, камеры сгорания, рабочие колеса турбин, отработавшие свой моторесурс, подлежат замене и последующему ремонту на специализированных заводах. Это способствует внедрению перспективной системы организации технической эксплуатации судовых энергетических установок, рациональному распределению функций технического обслуживания между судном и береговыми предприятиями.

Судовая ГТУ состоит из одного или нескольких ГТД, редукторов, валопроводов и обслуживающих их механизмов и систем. Газотурбинный двигатель включает газовые турбины, воздушные компрессоры, камеры горения, газо- и воздухопроводы и вспомогательные системы. Газовая турбина и компрессор, установленные на одном валу, образуют турбокомпрессор (ТК).

Различают ГТД блокированного типа и со свободной турбиной. Первые состоят из одного или двух турбокомпрессоров, т.е. из турбин, блокированных компрессорами. Они могут быть одно- и двухвальными. Вторые, кроме турбокомпрессоров, имеют свободную от компрессора газовую турбину, которая используется в качестве силовой для привода потребителя энергии. Газотурбинные двигатели со свободной турбиной могут быть двух- и трехвальными. Если два турбокомпрессора располагаются друг относительно друга таким образом, что компрессоры и турбины установлены на валах последовательно, а вал одного турбокомпрессора расположен внутри полого вала другого турбокомпрессора, то ГТД называется прямоточным.

На рис. 26 представлена схема одновального ГТД, в соответствии с которой работают газотурбинные двигатели судна на подводных крыльях «Буревестник». Воздух засасывается компрессором (К), сжимается и поступает в камеру горения (КГ), куда одновременно подается топливо. Из камеры горения газы при высокой температуре поступают в турбину (Т) и после расширения выбрасываются в атмосферу. Газовая турбина обеспечивает привод компрессора и гребного винта. Это самая простая, но наименее экономичная схема работы ГТУ.

-Одновальные ГТД имеют настолько ограниченную область рабочих режимов, что должны работать совместно с винтом регулируемого шага или, как в случае СПК «Буревестник», с водометным движителем переменной производительности.

Как показано на рис. 27, номинальная винтовая характеристика $N_{СНОМ}$ располагается близко к линии максимальной температуры газов $T_{ГМАХ}$

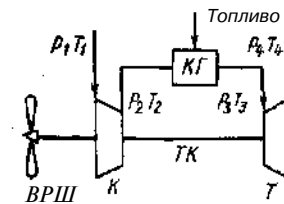


Рис. 26. Схема одновального ГТД

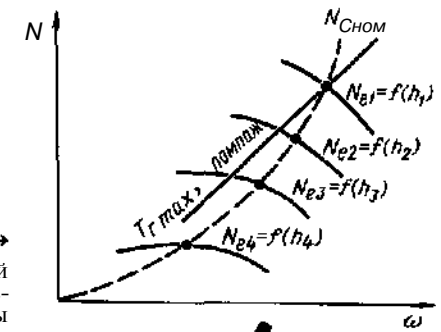


Рис. 27. Расположение номинальной винтовой характеристики относительно линий максимальной температуры газов $T_{ГМАХ}$ и помпажа компрессора одновального ГТД

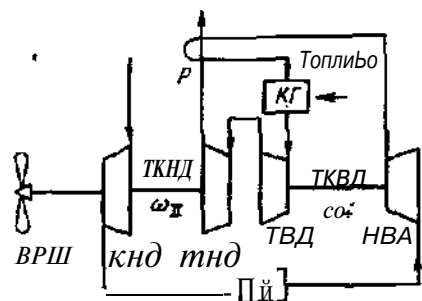


Рис. 28. Схема двухвального блокированного ГТД

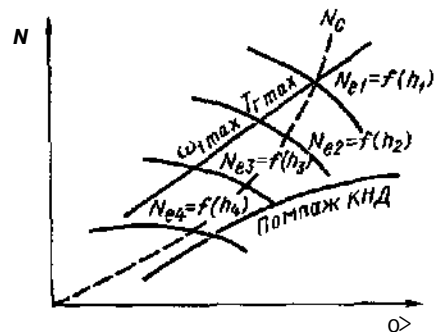


Рис. 29. Расположение винтовой характеристики относительно линий максимальной угловой скорости ТКВД ($\omega_{I \max}$, максимальной температуры газов $T_{г \max}$ и помпажа КНД двухвального блокированного ГТД

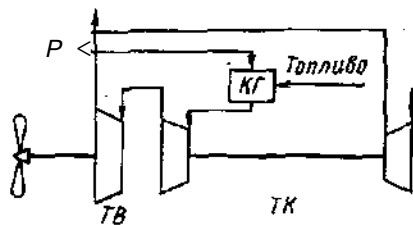


Рис. 30. Схема двухвального ГТД со свободной турбиной

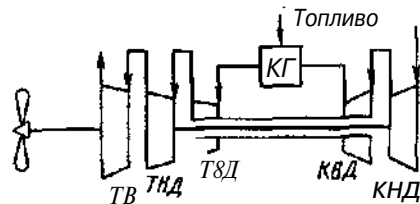


Рис. 31. Схема трехвального ГТД

и помпажа компрессора, а в области малых режимов выходит за ее пределы. Поэтому в процессе эксплуатации одновальной ГТУ для обеспечения безопасных режимов работы необходимо изменять шаговое отношение ВРШ.

Двухвальный блокированный ГТД включает турбокомпрессор высокого давления (ТКВД), служащий газогенератором, и турбокомпрессор низкого давления (ТКНД), обеспечивающий привод гребного винта (рис. 28). Турбокомпрессоры связаны между собой воздухо- и газопроводами. В результате применения двух компрессоров обеспечивается повышение степени сжатия и расхода воздуха, необходимого для сгорания топлива. Это дает возможность повысить мощность ГТД и к.п.д. его цикла.

Область рабочих режимов двигателя для этой схемы ограничена линиями предельной угловой скорости ω_{\max} ТКВД, максимальной температуры газов $T_{г \max}$ и помпажа компрессора низкого давления (КНД), что представлено на рис. 29. Применение ВРШ и в этой системе также необходимо из-за ограниченных запасов по помпажу и ограничения по температуре газов. Двухвальный ГТД характеризуется меньшим временем пуска, чем одновальный, для него требуются пусковые электродвигатели меньшей мощности. Наличие газодинамической связи турбокомпрессоров в блокированных ГТД обуславливает зависимость параметров установки от угловой скорости ТКНД-ВРШ.

Для повышения к.п.д. цикла в схему ГТД включены регенератор (р), в котором воздух перед камерой горения дополнительно подогревается за счет теплоты уходящих газов, и воздухоохладитель (ВО), обеспечивающий уменьшение работы сжатия в КВД. В соответствии с этой схемой работают газотурбинные двигатели «Парижской коммуны».

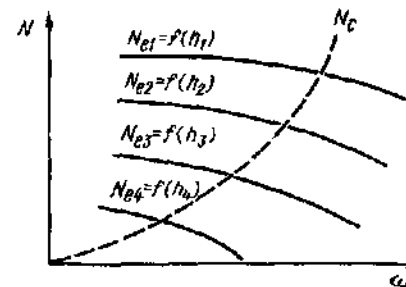


Рис. 32. Выходные статические характеристики ГТД со свободной турбиной

На рис. 30 представлена схема двухвального ГТД со свободной турбиной. Турбокомпрессор ТК является газогенератором для свободной турбины, которая используется для привода гребного винта и называется турбиной *винта* ТВ. Функции газогенератора в трехвальном ГТД выполняют турбокомпрессоры низкого и высокого давления прямоточного типа (рис. 31).

В отличие от блокированных ГТД двигатели со свободной турбиной могут использоваться для привода различных потребителей, в том числе винтов фиксированного шага. На рис. 32 показаны выходные статические характеристики ГТД со свободной турбиной, которые в области рабочих режимов не имеют ограничительных линий. Поэтому возможные в эксплуатации изменения положения винтовой характеристики не приводят к опасным режимам работы ГТД.

Благоприятное расположение статических характеристик у газотурбинных двигателей со свободной турбиной связано с тем, что газогенерирующая часть ГТУ практически не зависит от изменения нагрузки, так как изменение угловой скорости турбины винта не влияет на пропускную способность и параметры газа турбокомпрессоров. К числу судовых ГТД со свободной турбиной относятся двухвальные двигатели газотурбохода «Джон Серджент», трехвальные ГТД судов типа «Евролайнер», «Капитан Смирнов» и др.

У трехвальных ГТД с последовательным включением турбин отбор полезной мощности обычно производится от последней турбины, так как для пропульсивной турбины требуется большой диапазон изменения мощности. Промежуточная и тем более первая турбина высокого давления обычно используются для привода компрессора. Если вращение гребного винта будет осуществляться от промежуточной турбины, то мощности последней может не хватить для обеспечения требуемой подачи компрессора.

§ 11. СУДОВАЯ ГТУ КАК ОБЪЕКТ РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ. УРАВНЕНИЯ ДИНАМИКИ

Работа ГТУ связана с непрерывной передачей, преобразованием и аккумуляцией различных видов энергии и вещества. Судовая ГТУ состоит из нескольких аккумуляторов. К аккумуляторам кинетической энергии относятся вращающиеся части турбин, компрессоров, редукторов, валопроводов

дов и гребных винтов. Аккумуляторы, тепловой энергии включают рабочую среду, металл теплообменных аппаратов, камер сгорания, лопаток, роторов турбокомпрессоров. Аккумуляторы вещества состоят из воздушных и газовых трубопроводов, полостей регенераторов, воздухоохладителей, камер сгорания и др.

Аккумуляторы характеризуются емкостью, которая определяет количество накопленной энергии или вещества. В ГТУ простого цикла наибольшей емкостью обладают аккумуляторы кинетической энергии. Поэтому при выполнении динамических исследований другими аккумуляторами часто пренебрегают. Вместе с тем в случае регенераторных установок емкости воздушных и газовых трактов настолько значительны, что не учитывать их влияние на динамику ГТУ нельзя.

Нарушение установившегося режима судовой ГТУ происходит в результате действия возмущающих факторов: изменения нагрузки потребителя энергии, расхода топлива, характеристик проточных частей при заносе, параметров окружающей среды и др. От величины возмущающих воздействий и характеристик аккумуляторов зависит степень изменения параметров в переходном процессе.

Среди большого числа параметров, характеризующих состояние аккумуляторов ГТУ, наиболее важными являются: угловые скорости турбокомпрессоров и турбины винта, температура, давление и расход воздуха и газов, мощность и моменты турбин, винтов и потребителей энергии, температура поверхностей нагрева.

В качестве регулируемой величины выбирают параметр, который однозначно определяет режимы работы ГТД и может надежно, точно и безынерционно измеряться. Этим требованиям в наибольшей степени удовлетворяют: угловая скорость турбокомпрессоров, расход топлива, температура газов. В качестве регулирующих факторов используются расход топлива, а также шаговое отношение ВРШ и раскрытие регулирующих сопл, если они имеются в пропульсивной установке.

Уравнение динамики одновальной судовой ГТУ. Для получения дифференциального уравнения ГТД необходимо установить связь между значениями регулируемых величин и регулирующих факторов, используя уравнения аккумуляторов и рабочего процесса. При этом можно считать, что тепловыделение в камере горения и процессы в объеме между компрессором и турбиной происходят безынерционно, расход воздуха равен расходу газов, параметры установки являются сосредоточенными.

Одновальная судова ГТУ (см. рис. 26) включает один аккумулятор кинетической энергии ~ турбокомпрессор, валопровод, ВРШ, исходное уравнение которого

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_t - M_k - M_b, \quad (57)$$

где J - момент инерции вращающихся масс турбокомпрессора, редуктора, валопровода, ВРШ с учетом присоединенной массы воды; ω - угловая скорость турбокомпрессора - ВРШ; M_t - крутящий момент турбины; M_k - крутящий момент компрессора; M_b - крутящий момент ВРШ.

Условия статического равновесия одновальной судовой ГТУ

$$M_t - M_k - M_b = 0. \quad (58)$$

Моменты M_t , M_k и M_b являются сложными нелинейными функциями ряда параметров:

$$M_t = f(\omega, C, T_3, \pi_1); M_k = f(\omega, G, T_1, \pi_k); M_b = f(\omega, H/D). \quad (59)$$

В приведенных формулах G_t и G_k - соответственно расходы газов через турбину и воздуха через компрессор; T_1 и T_3 - соответственно температура воздуха перед компрессором и газов перед турбиной; $\gamma_t = p_3/p_4$ - степень расширения газов в турбине (p_3 и p_4 - давление газов соответственно перед турбиной и после нее); $\pi_k = p_1/p_2$ - степень сжатия воздуха в компрессоре (p_1 и p_2 - Давление воздуха соответственно перед компрессором и после него); H/D - шаговое отношение ВРШ.

После линеаризации нелинейных функций (59) в соответствии с изложенной в § 4 методикой и подстановки в исходное уравнение (57) линеаризованных выражений моментов получим с учетом уравнения (58)

$$\begin{aligned} J \frac{d\Delta\omega}{dt} + \left[\left(\frac{\partial M_b}{\partial \omega} \right)_0 + \left(\frac{\partial M_k}{\partial \omega} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_t}{\partial \omega} \right)_0 \right] \Delta\omega = \\ = \left(\frac{\partial M_t}{\partial T_3} \right)_0 \Delta T_3 + \left(\frac{\partial M_t}{\partial G_t} \right)_0 \Delta G_t + \left(\frac{\partial M_t}{\partial \pi_1} \right)_0 \left(\frac{\partial \pi_1}{\partial p_3} \right)_0 \Delta p_3 + \\ + \left(\frac{\partial M_t}{\partial p_1} \right)_0 \left(\frac{\partial \pi_1}{\partial p_1} \right)_0 \Delta p_1 - \left(\frac{\partial M_k}{\partial G_k} \right)_0 \Delta G_k - \left(\frac{\partial M_k}{\partial \pi_k} \right)_0 \left(\frac{\partial \pi_k}{\partial p_2} \right)_0 \Delta p_2 - \\ - \left(\frac{\partial M_k}{\partial p_2} \right)_0 \Delta p_2 - \left(\frac{\partial M_k}{\partial m} \right)_0 \Delta m - \left(\frac{\partial M_b}{\partial H/D} \right)_0 \Delta H/D, \end{aligned} \quad (60)$$

где фактор устойчивости

$$P_t = \frac{J \frac{\partial M_t}{\partial \omega}}{\left(\frac{\partial M_t}{\partial \omega} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_k}{\partial \omega} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_b}{\partial \omega} \right)_0}. \quad (61)$$

Уравнение (60), кроме параметров окружающей среды T_1 и p_1 , которые не влияют на динамику двигателя, содержит восемь переменных величин ΔT_3 , ΔG_t , Δp_3 , Δp_1 , ΔG_k , Δp_2 , Δm и является уравнением с постоянными для данного режима ГТД коэффициентами.

При исследовании динамических качеств автоматических систем регулирования уравнение ГТД должно быть записано относительно регулируемой величины и регулирующего фактора. Поэтому в уравнении (60) необходимо исключить соответствующие переменные величины, используя следующие уравнения рабочего процесса ГТД:

а) уравнение адиабатического сжатия воздуха в компрессоре

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1}{\pi_k} \left(\pi_k^{\frac{k_b-1}{k_b}} - 1 \right) + 1, \quad (62)$$

где T_1 - температура воздуха за компрессором; π_k - к. п. д. компрессора; * - показатель адиабаты сжатия воздуха в компрессоре.

Из уравнения (62) следует, что

$$T_2 = f(T_1; \pi_k); \quad (63)$$

б) уравнение адиабатического расширения газов в турбине

$$T_3 = T_2 \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}; \quad (64)$$

где T_4 - температура газов за турбиной; γ - к. п. д. турбины; γ_c - показатель адиабаты расширения газов в турбине.

Из уравнения (64) следует, что

$$T_4 = f(T_3; \gamma); \quad (65)$$

в) уравнение теплового баланса камеры горения

$$G H_d \eta_{k,r} = c_p G_x (T_3 - T_2),$$

из которого следует, что

$$T_3 - T_2 = \frac{G H_d \eta_{k,r}}{c_p G_x}; \quad (66)$$

где H_d - теплота сгорания топлива; $\eta_{k,r}$ - к. п. д. камеры горения; c_p - теплоемкость газов; G - расход топлива в камере горения.

В соответствии с уравнением (66)

$$T_3 = f(T_2; C; C_k); \quad (67)$$

г) уравнение равенства расходов через турбину и компрессор:

$$G = G_k. \quad (68)$$

Расход воздуха через компрессор зависит от угловой скорости ротора и степени повышения давления:

$$C_{\leftarrow} = f(\omega; \pi_k); \quad (69)$$

д) уравнение равенства расходов через турбину и сопло:

$$G_T = G_c. \quad (70)$$

В соответствии с уравнениями для критических и сверхкритических скоростей истечения газа через турбину

$$G_T = \frac{F_a \psi_T p_3 \left(\frac{2}{k_T + 1} \right)^{\frac{1}{k_T - 1}} \sqrt{2g \frac{k_T}{k_T + 1}}}{\sqrt{RT_3}}; \quad (71)$$

сопλο

$$G_c = \frac{F_c \psi_c p_4 \left(\frac{2}{k_c + 1} \right)^{\frac{1}{k_c - 1}} \sqrt{2g \frac{k_c}{k_c + 1}}}{\sqrt{RT_4}}; \quad (72)$$

можно записать, что

$$G_T = f(p_3; T_3); \quad (73)$$

$$G_c = f(p_4; T_4). \quad (74)$$

В уравнениях (71) и (72) F_a и F_c - площади проходных сечений соплового аппарата турбины и сопла; ψ_T и ψ_c - коэффициенты потерь в турбине и сопле; d - ускорение свободного падения; R - газовая постоянная; е) уравнение потерь давления в камере горения

$$\Delta p_3 = \alpha \Delta p_2 \quad (75)$$

где α - коэффициент потерь давления в камере горения.

В результате линеаризации уравнений рабочего процесса в соответствии с приведенными функциональными зависимостями (63), (65), (67), (69), (73), (74) получим

$$\Delta T_2 = \frac{\partial T_2}{\partial T_1} \Delta T_1 + \left(\frac{\partial T_2}{\partial \pi_k} \right)_0 \Delta \pi_k + \left(\frac{\partial T_2}{\partial p_2} \right)_0 \Delta p_2; \quad (76)$$

$$\Delta T_4 = \left(\frac{\partial T_4}{\partial T_3} \right)_0 \Delta T_3 + \left(\frac{\partial T_4}{\partial \pi_k} \right)_0 \Delta \pi_k + \left(\frac{\partial T_4}{\partial p_4} \right)_0 \Delta p_4; \quad (77)$$

$$\Delta T_3 = \left(\frac{\partial T_3}{\partial T_2} \right)_0 \Delta T_2 + \left(\frac{\partial T_3}{\partial G} \right)_0 \Delta G + \left(\frac{\partial T_3}{\partial C_k} \right)_0 \Delta C_k; \quad (78)$$

$$\left(\frac{\partial G_T}{\partial p_3} \right) \Delta p_3 + \left(\frac{\partial G_T}{\partial T_3} \right)_0 \Delta T_3 = \left(\frac{\partial G_c}{\partial p_4} \right)_0 \Delta p_4 + \left(\frac{\partial G_c}{\partial T_4} \right)_0 \Delta T_4; \quad (79)$$

$$\left(\frac{\partial G_T}{\partial p_3} \right) \Delta p_3 + \left(\frac{\partial G_T}{\partial T_3} \right)_0 \Delta T_3 = \left(\frac{\partial G_c}{\partial p_4} \right)_0 \Delta p_4 + \left(\frac{\partial G_c}{\partial T_4} \right)_0 \Delta T_4. \quad (80)$$

После совместного решения уравнений (60) и (75)-(80) относительно регулируемой величины $\Delta \omega$, регулирующих факторов ДО и ЛН/Д, деления полученного уравнения на выражение для фактора устойчивости ГТУ (61), введения обозначений постоянной времени T_i и коэффициентов усиления по подаче топлива K_0 и шагу ВРШ $K_{H/D}$ получим уравнение динамики однофазного судового ГТД как объекта регулирования угловой скорости вала:

$$T_i \frac{d\Delta \omega}{dt} + \Delta \omega = K_G \Delta G - K_{H/D} \Delta \omega. \quad (81)$$

Аналогично можно получить уравнение динамики судового ГТД как объекта регулирования температуры газов перед турбиной:

$$T \frac{d\Delta T_3}{dt} + \Delta T_3 = \tau_0 \frac{dAG}{dt} + K_{GK} AG - K_{H/D} AH/D. \quad (82)$$

Значения постоянных времени T одновалвных ГТД находятся в пределах $0,5 = 2,0$ с и так же, как коэффициенты усиления по подаче топлива K_G с изменением режима работы ГТД от холостого хода до полного уменьшаются, а коэффициенты усиления $K_{H/D}$ по шагу ВРШ увеличиваются. Значения постоянной времени T_m и коэффициентов усиления по топливоподаче K_G и регулируемому органу водометного движителя $K_{H/D}$ газотурбинного двигателя СПК «Буревестник» на режиме полного хода составляют соответственно 0,85с; 0,21; 0,18.

Сравнивая уравнения (81) и (82), можно отметить, что температура газов T_3 (в отличие от угловой скорости ω) зависит не только от расхода топлива, но и от скорости его изменения. В связи с этим в переходном процессе температура газов изменяется более интенсивно, чем расход воздуха, который так же, как и угловая скорость, не зависит от скорости изменения расхода топлива. Поэтому при резком изменении топливоподачи в ГТД возможно превышение допустимых значений температуры газов или срыв горения в камере горения.

Уравнения динамики двухвальной блокированной судовой ГТУ. Динамические качества судовой двухвальной блокированной ГТУ, схема которой представлена на рис. 28, описываются системой уравнений, приведенной в книге А. И. Гительмана [11] по результатам моделирования на ЭВМ и экспериментальных исследований ГТУ-20 газотурбохода «Парижская коммуна»:

а) уравнение ТКВД

$$T_{\tau} \frac{d\omega_{\tau}}{dt} + \omega_{\tau} = K_{\tau 1} T_3 - K_{\tau 2} \omega_{\tau}; \quad (83)$$

б) уравнение ТКНД-ВРШ

$$\frac{d\omega_{\pi}}{dt} + \omega_{\pi} = K_{\pi 1} T_3 - K_{\pi 2} \omega_{\pi}; \quad (84)$$

в) уравнение между КНД и КВД

$$T_0 \frac{dp_2}{dt} + p_2 = K_{01} \omega_{\tau} - K_{02} \omega_{\pi} - K_{03} \pi_1; \quad (85)$$

г) уравнение между КВД и ТВД

$$T_{01} \frac{dp_3}{dt} + p_3 = K_{\tau 0} T_3 + K_{01} \omega_{\tau}; \quad (86)$$

д) уравнение корпуса судна по скорости движения

$$T_v \frac{dv_c}{dt} + v_c = K_{v1} \omega_{\tau} + K_v H/D. \quad (87)$$

Постоянные времени с изменением режима работы ГТУ от холостого хода до полного уменьшаются и находятся в пределах: $T_{\tau} = 4,9 \sim 9,0$ с; $= T_{\pi} = 14$ -И 18 с; $T_0 = 1,1 \sim 1,2$ с; $T_{01} = 2,2$ -И $2,4$ с; $T_v = 100 \sim 312$ с. Значения коэффициентов усиления уравнений ГТУ-20 на режиме полного хода составляют: $K_{\tau 1} = 0,51$; $K_{\pi} = 0,30$; $K_{\tau 2} = 1,57$; $K_i = 1,10$; $K_{\tau 11} = 3,52$; $K_{01} = 6$!ш; $K_{\tau 2} = 1,36$.

Постоянная времени ТКНД, связанного через редуктор с ВРШ, превышает 100 с на малых режимах и оказывается близкой по значению постоянной времени корпуса судна. Поэтому в математическом описании динамических качеств газотурбинной установки газотурбохода «Парижская коммуна» участвует дифференциальное уравнение корпуса судна.

Уравнения трехвальной судовой ГТУ со свободной турбиной. В соответствии с рис. 31 трехвальная СГТУ со свободной турбиной включает два прямоточных турбокомпрессора высокого и низкого давления и турбину винта. Динамика СГТУ этого типа описывается тремя уравнениями:

а) уравнение ТКВД

$$T^* \frac{d\omega_1}{dt} + \omega_1 = KaiG + K_{11} \omega_{\tau}; \quad (88)$$

б) уравнение ТКНД

$$T_{\tau 11} \frac{d\omega_{\tau 11}}{dt} + \omega_{\tau 11} = K_{G11} G + K_{11} \omega_1; \quad (89)$$

в) уравнение турбины винта фиксированного шага

$$T_v \frac{d\omega_v}{dt} + \omega_v = K_{Gv} G + K_{iv} \omega_1 + K_{1v} \omega_{\tau 11} - K_{\lambda} \lambda_p. \quad (90)$$

§ 12. МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТОВ УРАВНЕНИЙ ДИНАМИКИ ГТД

При выводе уравнений динамики одновальной СГТУ не были приведены выражения для постоянных времени и коэффициентов усиления, так как в общем виде они очень громоздки. Многолетний опыт дипломного и курсового проектирования показывает, что расчеты коэффициентов Уравнения одновального ГТД целесообразно производить в результате совместного решения уравнения (60) с линеаризованными уравнениями рабочего процесса, представленными в численных значениях частных производных. При этом на каждом этапе решения системы уравнений удается

избегать громоздких выражений, значительно упростить вычисления и их проверку.

В уравнения (60), (76)-(80) входят частные производные, которые определяют для заданного установившегося режима. Моменты турбины, компрессора и гребного винта соответственно:

$$M_T = \dots \left[\left(\frac{1}{\pi T} \right)^{k_T - 1} \right]; \quad (91)$$

$$M_K = 4,187 i^* \dots \Pi \dots \quad (92)$$

$$M_B = \dots \quad (93)$$

где K_2 -коэффициент момента; ρ -плотность воды; D -диаметр винта.

Дифференцируя зависимости (91), (92) и (93), можно получить следующие выражения для расчета частных производных:

$$\left(\frac{\partial M_T}{\partial \omega} \right)_0 = - \frac{M_{T0}}{\omega_0}; \quad \left(\frac{\partial M_T}{\partial T_3} \right)_0 = \frac{M_{T0}}{T_{30}}$$

$$\left(\frac{\partial M_T}{\partial G_T} \right)_0 = \frac{M_{T0}}{G_{T0}}; \quad \left(\frac{\partial M_T}{\partial \pi_T} \right)_0 = \frac{M_{T0} \cdot k_T - 1}{\pi_{T0} \left(\pi_{T0} \frac{k_T - 1}{k_T} - 1 \right)}$$

$$\left(\frac{\partial M_K}{\partial \omega} \right)_0 = - \frac{M_{K0}}{\omega_0}; \quad \left(\frac{\partial M_K}{\partial \pi_K} \right)_0 = \frac{M_{K0}}{\pi_{K0} \left(\pi_{K0} \frac{k_B - 1}{k_B} - 1 \right)}$$

$$\left(\frac{\partial M_K}{\partial G_K} \right)_0 = \frac{M_{K0}}{G_{K0}}; \quad \left(\frac{\partial M_K}{\partial \pi_K} \right)_0 = \frac{M_{K0}}{\pi_{K0} \left(\pi_{K0} \frac{k_B - 1}{k_B} - 1 \right)}$$

$$\left(\frac{\partial M_B}{\partial \omega} \right)_0 = \frac{M_{B0}}{\omega_0} \left[2 - \frac{\lambda_{p0}}{k_{20}} \left(\frac{\partial K_2}{\partial \lambda_p} \right)_0 \right];$$

$$\left(\frac{\partial M_B}{\partial H/D} \right)_0 = \frac{M_{B0}}{K_{20}} \left(\frac{\partial K_2}{\partial \lambda_p} \right)_0 \left(\frac{\partial \lambda_p}{\partial H/D} \right)_0$$

Определение частных производных $\left(\frac{\partial K_2}{\partial \lambda_p} \right)_0$ и $\left(\frac{\partial \lambda_p}{\partial H/D} \right)_0$ производится методом графического дифференцирования соответствующих зависимостей диаграммы винта (рис. 33).

Дифференцируя выражения для степени сжатия воздуха в компрессоре и степени расширения газов в турбине n_m , получим

$$\left(\frac{\partial \pi_x}{\partial P_1} \right)_0 = - \frac{\pi_{x0}}{P_{10}}; \quad \left(\frac{\partial \pi_x}{\partial P_2} \right)_0 = - \frac{\pi_{x0}}{P_{20}}$$

После дифференцирования зависимостей адиабатического сжатия воздуха в компрессоре (62) и адиабатического расширения газов в турбине (64) будет получено

$$\left(\frac{\partial T_2}{\partial T_1} \right)_0 = \frac{T_{20}}{T_{10}}; \quad \left(\frac{\partial T_{20}}{\partial \pi_T} \right)_0 = \frac{k_B - 1}{k_B} \frac{T_{10}}{\pi_T}$$

$$\left(\frac{\partial T_4}{\partial T_3} \right)_0 = \frac{T_{40}}{T_{30}}; \quad \left(\frac{\partial T_4}{\partial \pi_T} \right)_0 = - \frac{k_T - 1}{k_T} \eta_T T_{30} \pi_T$$

Частные производные $\left(\frac{\partial T_3}{\partial T_2} \right)_0$, $\left(\frac{\partial T_3}{\partial G} \right)_0$, $\left(\frac{\partial T_3}{\partial G_K} \right)_0$ определяют в результате дифференцирования уравнения (66):

$$\left(\frac{\partial T_3}{\partial T_2} \right)_0 = 1; \quad \left(\frac{\partial T_3}{\partial G} \right)_0 = \frac{T_{30} - T_{20}}{G_0}; \quad \left(\frac{\partial T_3}{\partial G_K} \right)_0 = - \frac{T_{30} - T_{20}}{G_{K0}}$$

Дифференцируя уравнения для критических и сверхкритических скоростей истечения газа через турбину (71) и сопло (72), можно определить частные производные:

$$\left(\frac{\partial G_T}{\partial P_3} \right)_0 = - \frac{G_{T0}}{2T_{30}}; \quad \left(\frac{\partial G_C}{\partial P_4} \right)_0 = \frac{G_{C0}}{P_{40}}$$

$$\left(\frac{\partial G_C}{\partial T_4} \right)_0 = - \frac{G_{C0}}{2T_4}$$

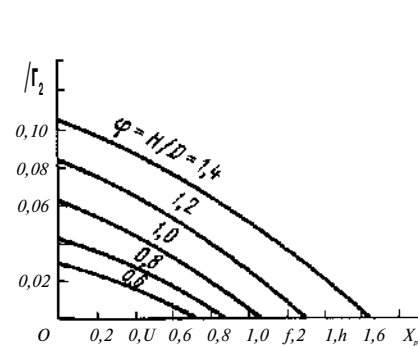


Рис. 33. Диаграмма винта

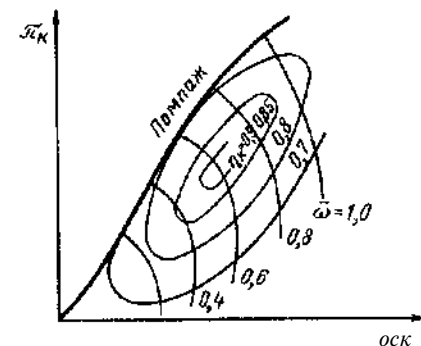


Рис. 34. Универсальная характеристика компрессора

Расчет частных производных $\left(\frac{dG_i}{d\pi_k}\right)_0$ и $\left(\frac{dG_k}{d\omega}\right)_0$ производится методом графического дифференцирования соответствующих зависимостей универсальной характеристики компрессора (рис. 34). Обычно универсальная характеристика компрессора представляется в приведенных координатах $\tau = \frac{\omega}{\omega_n} \sqrt{\frac{T_n}{T_1}}$ и $a = \frac{G_k \sqrt{T_1}}{p_1}$, от которых нетрудно перейти к угловой скорости ω и расходу воздуха G_k , зная давление p_1 и температуру T_1 окружающей среды, расчетные номинальные значения угловой скорости ω_n и температуры воздуха T_n .

§ 13. ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССОВ УПРАВЛЕНИЯ СУДОВОЙ ГТУ

Судовая газотурбинная установка как объект управления обладает характерными особенностями, которые значительно усложняют задачу автоматизации процессов управления.

Первая особенность состоит в том, что связь через упругую газовую среду турбины и компрессора обуславливает малую собственную устойчивость ГТД. Как следует из рис. 35, выходные статические характеристики турбины и компрессора стремятся к совпадению, особенно на малых скоростных режимах, что приводит к снижению фактора устойчивости (61).

Ухудшает устойчивость ГТД работа навешенного топливного насоса, подача которого зависит от угловой скорости турбокомпрессора. Уравнение динамики плунжерного топливного насоса:

$$AG = K_w \Delta \omega + K_v Ah, \quad (94)$$

где K_w - коэффициент усиления расхода топлива по угловой скорости; K_v - коэффициент усиления расхода топлива по положению топливрегулирующего органа; A - положение топливрегулирующего органа (наклонной шайбы) топливного насоса.

Решая уравнение динамики ГТД (81) совместно с уравнением насоса (94), получим уравнение

$$T_r \frac{d\Delta \omega}{dt} + (1 - K_G K_{bl}) \Delta \omega = K_G K_w Ah - K_{H/D} AH/D, \quad (95)$$

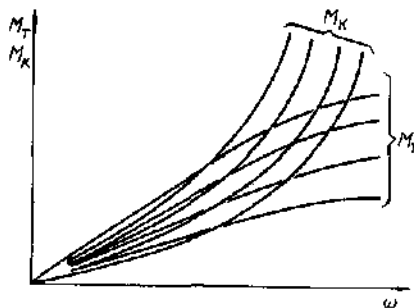


Рис. 35. Характеристики крутящих моментов турбины и компрессора

которое свидетельствует о снижении устойчивости двигателя в результате уменьшения фактора устойчивости.

Вторая особенность ГТД заключается в том, что линии статических режимов располагаются близко к границе помпажа компрессора (см. рис. 27, 29). Явление помпажа связано со срывом режима работы компрессора, который происходит в результате роста сопротивления сети, сопровождается быстрым снижением подачи и степени сжатия компрессора.

При этом на универсальной характеристике компрессора (см. рис. 34) точка рабочего режима смещается за пределы границы помпажа в левую область.

Срыв режима работы компрессора сопровождается высокочастотной пульсацией потока, движущегося через проточную часть, возникновением вращающегося срыва потока в межлопаточных каналах. Высокочастотные возмущения в проточной части ГТД могут приводить к значительному росту напряжений в лопатках. В системе компрессор-сеть вследствие емкости сети и инерционности потока срыв режима компрессора приводит к помпажу, при котором возникают резкие обратные токи воздуха со стороны нагнетания на всасывание компрессора, сопровождающиеся ударами и хлопками. В ряде случаев при низкой угловой скорости переход границы помпажа не приводит к заметным колебаниям, свойственным помпажу, а проявляется в снижении степени сжатия и к. п. д. компрессора.

Как показывает опыт эксплуатации, в результате помпажа возникают не только неустойчивые режимы работы компрессора, но могут происходить и поломки лопаток, перегрев турбин, снижение ресурса ГТУ. Оценка устойчивой работы компрессора производится по коэффициенту запаса по помпажу K_u , под которым понимается мера удаленности точки рабочего режима от линии помпажа.

Третья особенность ГТУ связана с высокой тепловой напряженностью основных элементов установки, работающих в зоне высоких температур. Разность между предельным и номинальным значениями температуры газов достигает 20-80°C. Предельное значение температуры газов ограничивается прочностными характеристиками газовых турбин. Превышение предельного значения температуры газов сопряжено с быстрым перегревом и повреждением лопаток, что может привести к аварии ГТУ.

Повышение температуры газов на 1% и увеличение в результате этого угловой скорости снижает запас прочности лопаток на 14-18%. Работа ГТУ при превышении температуры газов на 5°C сокращает срок службы установки на 5%, эксплуатация же ГТД при температуре газов на 5°C ниже номинального значения приводит к потерям мощности на 2%. Температура газов может изменяться со значительными забросами, которые на режимах пуска и разгона составляют 120-150°C [1].

Режимы неустойчивой работы ГТУ, помпажа компрессора и предельной температуры газов ограничивают область возможных режимов работы газотурбинных двигателей, особенно блокированного типа. Положения статических характеристик ГТД и линий, ограничивающих область рабочих режимов, существенно зависят от температуры атмосферного воздуха и заноса проточных частей солями влажного морского воздуха. При повышении температуры воздуха на входе компрессора происходит повышение температуры газов и снижение мощности ГТД (рис. 36, 37). Программы управления ГТУ должны учитывать эти особенности и отрицательное влияние внешних условий на работу судовых ГТД.

Основными задачами управления СГТУ являются: стабилизация заданных эксплуатационных режимов и обеспечение переходных процессов при пуске и реверсе.

Целью стабилизации режимов работы ГТУ является поддержание заданной скорости судна или параметров электрического тока в зависимости

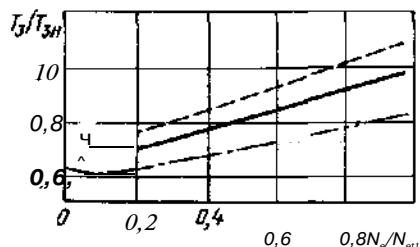


Рис. 36. Зависимость температуры газов от мощности при различной температуре наружного воздуха:

штриховая линия-плюс 40°C; сплошная линия-плюс 15°C; штрихпунктирная линия-минус 9°C

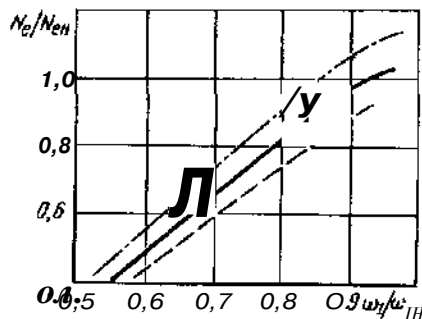


Рис. 37. Зависимость мощности от угловой скорости при различной температуре наружного воздуха:

штрихпунктирная линия- +8°C; сплошная линия- +20°C; штриховая линия-+35°C

от того, на какой потребитель энергии она работает. При этом могут использоваться различные способы регулирования.

В случае работы судового двигателя на гребной винт поставленной цели в большей степени соответствует поддержание заданной угловой скорости винта $\dot{\omega}_в = \text{const}$, так как скорость движения судна и угловая скорость винта связаны почти пропорциональной зависимостью. Этот способ получил широкое распространение для стабилизации режимов работы судовых ДВС. У судовых ГТД, работающих на винты фиксированного или регулируемого шага, стабилизация угловой скорости винта может производиться путем воздействия на топливоподачу в двигатель или на шаг ВРШ. Использование программы управления $\langle \dot{\omega}_в = \text{const}$ посредством изменения подачи топлива требует частых изменений мощности ГТД, что вредно сказывается на качестве рабочего процесса газогенерирующей части и ее прочностных характеристиках.

Стабилизация режимов работы судовых ГТУ обычно производится в результате регулирования расхода топлива G , угловой скорости турбокомпрессоров ω и ω_H , температуры газов T_3 . Поддержание постоянных значений расхода топлива $G = \text{const}$ обеспечивает стабильность работы газогенератора и реализуется с помощью простого по конструкции автоматического регулятора.

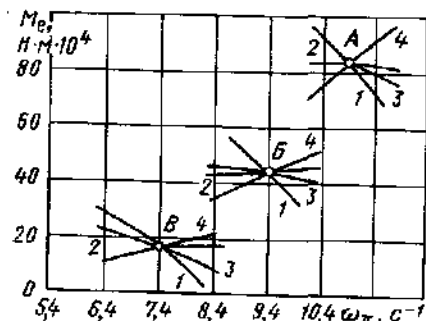


Рис. 38. Характеристики ГТУ-20 на режимах малого (точка B), среднего (точка B) и полного (точка A) экономического хода:

/-эффективность крутящего момента при $C_p = 3 \text{ кг/с}$; $G_в = 4,9 \text{ кг/с}$; $G_в^* = 7,6 \text{ кг/с}$; 2-температуры газов при $T_г = 550^\circ\text{C}$; $T_в = 63^\circ\text{C}$; $T_зд = 750^\circ\text{C}$; i -угловая скорость ТКВД при $\dot{\omega}_д = 722 \text{ с}^{-1}$; ($\omega_в = 734 \text{ с}^{-1}$; $\dot{\omega}_д = 755 \text{ с}^{-1}$; 4-винтовая при $H/D = \text{const}$)

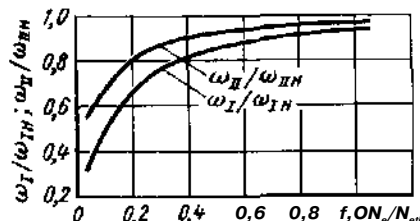


Рис. 39. Зависимость угловой скорости валов ТКВД и ТКНД от мощности

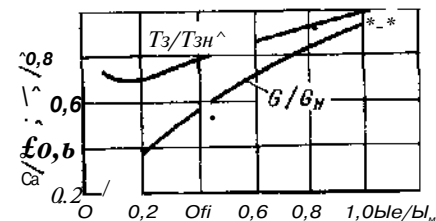


Рис. 40. Зависимость расхода топлива и температуры газов трехвальной ГТУ от мощности

На рис. 38 в координатах эффективного крутящего момента M_e и угловой скорости ω показаны экспериментально полученные участки статических характеристик для двухвальной блокированной газотурбинной установки типа ГТУ-20, а на рис. 39, 40-функциональные зависимости параметров от эффективной мощности для трехвальной ГТУ, которые дают возможность проанализировать эффективность различных программ регулирования.

Температура газов перед турбиной T_3 связана с мощностью зависимостью немонотонного характера. При уменьшении мощности до 15-20% N_{0H} эта зависимость имеет минимум, а затем при последующем снижении мощности температура газов повышается. Это объясняется уменьшением угловой скорости, степеней сжатия и расширения турбокомпрессоров, а также открытием противоположных клапанов на малых режимах работы ГТУ. Трудности надежного измерения и немонотонный характер изменения температуры газов усложняют использование программы регулирования $T_3 = \text{const}$.

Изменение угловой скорости турбокомпрессоров происходит более благоприятно для измерения. Угловая скорость турбокомпрессора высокого давления ω_I достаточно полно характеризует эксплуатационные режимы работы СГТУ во всем диапазоне изменения мощности и потому часто используется в качестве регулируемой величины.

Анализ графиков изменения регулируемых величин показывает, что программа $G = \text{const}$ обеспечивает значительно большую эффективность регулирования ГТД по сравнению с программами $\omega_I = \text{const}$ и $T_3 = \text{const}$. Вместе с тем скорость изменения расхода топлива должна быть ограничена как при его увеличении, так и при его уменьшении. При переходе на повышенный скоростной режим работы ГТУ подача топлива будет опережать расход воздуха и в результате этого произойдет заброс температуры газов, а также угловой скорости турбокомпрессора. Поэтому при использовании закона регулирования $G = \text{const}$ необходимо иметь ограничительные регуляторы по $\langle a_1$ и T_3 . В случае снижения режима возможен срыв факела в камере горения.

Вторая задача управления судовой ГТУ связана с обеспечением пуска и реверса. Пуск ГТУ осуществляется с помощью пускового электродвигателя, который подключается к ротору турбокомпрессора. В период пуска

пусковой двигатель вращает компрессор, нагнетающий воздух в камеру горения. При этом уравнение движения ротора турбокомпрессора

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{дв}} - (M_k + M_{\text{тр}}), \quad (96)$$

где $M_{\text{дв}}$ - эффективный крутящий момент пускового двигателя; M^{\wedge} - момент сил трения в подшипниках ротора ТК.

При повышении давления воздуха до значения, необходимого для воспламенения топлива, в камеру горения начинает подаваться топливо, воспламеняемое запальным устройством. По мере раскручивания ротора ТК подача топлива увеличивается и турбина принимает на себя нагрузку компрессора. При достижении турбокомпрессором определенной угловой скорости пусковой электродвигатель отключается при помощи обгонной муфты. На этом (втором) этапе пуска динамика работы турбокомпрессора

$$J_{\text{т}} \frac{d\omega}{dt} = (M_{\text{т}} + M_{\text{н.т.}}) - (M_k + M_{\text{тр}}). \quad (97)$$

Так как на втором этапе пуска разгон ротора осуществляется при совместной работе пускового двигателя и турбины, этот период работы пускового двигателя называют *режимом сопровождения*.

После отключения пускового двигателя разгон турбокомпрессора продолжается до тех пор, пока не наступит установившийся режим, соответствующий холостому ходу. Уравнение движения ротора турбокомпрессора на третьем этапе пуска

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_m - (M_k + M_{\text{тр}}). \quad (98)$$

На режиме холостого хода эффективная мощность турбины, обеспечивающей привод гребного винта, равна нулю, так как

$$M_m = M_k + M_{\text{тр}}. \quad (99)$$

Таким образом, основными операциями управления пуском являются: включение обгонной муфты; включение пускового двигателя; включение запального устройства; подача топлива в камеру горения. Эти операции обычно выполняет механик с пульта управления или они осуществляются системой автоматизированного пуска. Включение подачи топлива должно производиться при давлении, соответствующем высококачественному распыливанию топлива. В процессе пуска ГТУ необходимо исключить возможность превышения предельной температуры газов, не допустить помпажных явлений компрессоров.

Программа управления пуском должна обеспечивать достаточно плавное изменение подачи топлива в камеру горения. В случае заброса топлива может произойти срыв режима работы компрессора и «зависание» турбокомпрессоров, при котором вследствие пульсации параметров воздуха и газа разгон ротора прекращается, угловая скорость колеблется около одного и того же значения. Это явление представляет большую опасность

60

для ГТУ, так как может привести к обгоранию лопаток, пережогу камер горения и другим авариям. Поэтому пусковые операции считаются наиболее ответственными при эксплуатации СГТУ. Для предотвращения помпажа компрессоров при пуске используются противопомпажные клапаны, через которые сжатый воздух после первых ступеней компрессора сбрасывается в атмосферу.

Продолжительность пускового периода зависит от мощности пускового двигателя. В учебнике Л. А. Маслова [23] обстоятельно рассмотрены вопросы управления пуском и реверсом СГТУ, приведены уравнения динамики и следующее соотношение для определения мощности пускового двигателя: $N_{\text{п}}/N_k = 0,02 \text{ ч} - 0,03$.

Реверс судовой ГТУ осуществляется для изменения направления движения судна на противоположное или для его торможения до полной остановки. Основными способами реверса судовой ГТУ являются:

- изменение направления вращения пропульсивной турбины с помощью турбины заднего (обратного) хода;
- изменение направления вращения гребного винта посредством реверсивной передачи;
- реверс с помощью винта регулируемого шага.

Реверс с помощью турбины заднего хода, которая на режимах переднего хода вращается вхолостую, связан с потерями мощности на вентиляцию, достигающими 3-4%. При работе ГТУ на заднем ходу работают вхолостую турбины переднего хода. Стремясь к упрощению конструкции, турбины заднего хода обычно выполняют одноступенчатыми, что обуславливает уменьшение внутреннего к. п. д. из-за увеличения потери с выходной скоростью.

При этом способе реверса вначале происходит торможение ротора пропульсивной турбины газом, подаваемым в проточную часть турбины заднего хода, продолжающей вращаться кромками рабочих лопаток вперед. Этот этап реверса называется режимом контргаза. Затем после остановки пропульсивная турбина начинает вращаться на задний ход.

В процессе управления газораспределительным органом, осуществляющим изменение подвода газа от турбины переднего хода к турбине заднего хода, может произойти недопустимый разгон турбокомпрессоров вследствие увеличения площади проходного сечения газов на участке тракта за турбинами компрессоров. Для предотвращения этой опасности перекладка газораспределительного органа должна сопровождаться одновременным уменьшением подачи топлива в камеру горения. После окончания перекладки газораспределительного органа производится увеличение подачи топлива в камеру горения до значения, соответствующего заданной мощности заднего хода.

При реверсе посредством реверсивной передачи изменяется направление вращения гребного винта при неизменном направлении вращения пропульсивной турбины. В качестве реверсивной передачи применяются гидрореверсивная передача или реверсивный редуктор.

Гидрореверсивная передача включает гидромуфту и гидротрансформатор. При работе ГТУ на переднем ходу мощность пропульсивной турбины передается винту через фрикционную (кулачную) муфту. При этом насосное и турбинное колеса гидромуфты вращаются как одно целое. Тур-

бинные колеса гидромуфты и гидротрансформатора, связанные с редуктором, передают вращение гребному винту.

При реверсе с переднего хода на задний разобщается фрикционная муфта и одновременно начинается заполнение рабочей полости гидротрансформатора. К моменту заполнения полости гидротрансформатора рабочей жидкостью полости гидромуфты должны полностью опорожниться. Начиная с этого момента, пропульсивная турбина отдает вращающий момент насосу колесу гидротрансформатора. От насосного колеса рабочая жидкость поступает к турбинному колесу гидротрансформатора, которое благодаря неподвижному направляющему аппарату с криволинейными лопатками приобретает противоположное направление вращения.

Для предотвращения недопустимого разгона ротора пропульсивной турбины при реверсе производится уменьшение подачи топлива в камеру горения. После окончания реверса топливоподача увеличивается в соответствии с заданным режимом заднего хода.

Принцип действия реверсивного редуктора основан на использовании двух передач переднего и заднего хода, включающих ведущие шестерни и ведомые колеса, которые соединены с выходным валом посредством фрикционных переднего и заднего хода. В передаче заднего хода, кроме ведущей шестерни и ведомого колеса, имеется паразитная шестерня, изменяющая направление вращения колеса заднего хода по сравнению с направлением вращения колеса переднего хода при неизменном направлении вращения вала пропульсивной турбины. Управление фрикционными переднего и заднего хода осуществляется с помощью гидропривода, в котором рабочей средой служит масло.

Управление реверсивным редуктором осуществляется следующим образом:

1) уменьшается подача топлива в камеру горения до значения, соответствующего холостому ходу, с целью предотвращения разгона ротора ТК при реверсе;

2) включается фрикцион заднего хода и одновременно отключается фрикцион переднего хода. При этом на валу пропульсивной турбины возникает вращающий момент, противоположный по знаку моменту, создаваемому газом на лопатках турбины. Если этот момент достаточно велик, то ротор турбины может изменить направление своего вращения и возникнет режим контргаза, сопровождающийся выделением большого количества теплоты и перегревом лопаток пропульсивной турбины вследствие вентиляционного эффекта, обусловленного вращением рабочих лопаток кромками вперед;

3) увеличивается подача топлива до значения, соответствующего заданному режиму заднего хода.

Реверс при помощи ВРШ осуществляется в результате переключки лопастей винта гидравлическим механизмом изменения шага (МИШ) из положения переднего хода в положение заднего хода. При повороте лопастей через нулевое положение момент сопротивления вращению ВРШ уменьшается до нулевого значения. Для предотвращения разгона ротора ТК в этот период производится уменьшение подачи топлива в камеру горения до значения холостого хода. После окончания реверса подача топлива уве-

личивается до расхода, соответствующего требуемому режиму заднего хода.

Продолжительность реверса судовой ТУ определяется как сумма времени переключки органов управления реверсом и времени, в течение которого происходит последующий прием нагрузки до выхода установки на требуемый режим заднего хода. Время переключки лопастей ВРШ для современных систем МИШ находится в пределах 15-30 с.

Глава III. СУДОВАЯ ДИЗЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА КАК ОБЪЕКТ УПРАВЛЕНИЯ

§ 14. СУДОВАЯ ДИЗЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА КАК ОБЪЕКТ РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ. УРАВНЕНИЯ ДИНАМИКИ

Режимы работы судовой дизельной установки регулируют путем изменения либо подачи топлива в цилиндры двигателя либо шагового отношения ВРШ. Количество подаваемого топлива зависит от положения рейки топливных насосов высокого давления. Управление рейкой топливных насосов осуществляется через автоматический регулятор или вручную непосредственно с пульта управления. Энергия вырабатывается дизелем циклично через определенные промежутки времени в зависимости от тактности двигателя, числа цилиндров и угловой скорости вала. Однако при оценке двигателя как объекта регулирования цикличностью пренебрегают, так как время между вспышками в цилиндрах мало.

Судовой дизель состоит из ряда разнородных элементов, взаимодействующих* между собой. На рис. 41 представлена принципиальная схема современного судового дизеля, а на рис. 42-его функциональная схема.

Функциональная схема получена в результате расчленения принципиальной схемы двигателя на типовые звенья по входным и выходным величинам. Собственно двигатель имеет две входные и две выходные величины (см. рис. 42). Входными величинами являются цикловая подача топлива d_n и количество воздуха G_B , поступающего из впускного коллектора. Выходными параметрами являются угловая скорость коленчатого вала и количество отработавших газов G_T , уходящих в выпускной коллектор. Кроме того, со стороны гребного винта (или другого потребителя энергии) на двигатель воздействует нагрузка X_p . Выпускной коллектор имеет входную величину - количество газов G_T и выходную - расход газа G_T на газовую турбину. Газовая турбина имеет входную величину - расход газов G_T , выходную - угловую скорость ω_k ротора турбокомпрессора. Для компрессора входными величинами являются ω_k и количество воздуха G_o , поступающего из окружающей среды, а выходной - подача воздуха G_k во впускной коллектор. Впускной коллектор имеет входную величину G_k , а выходную - G_B . Топливная аппаратура в качестве входных величин имеет координату органа управления (рейки топливных насосов) h и угловую скорость ω_p распределительного вала, а в качестве выходной - цикловую подачу d_n топлива.

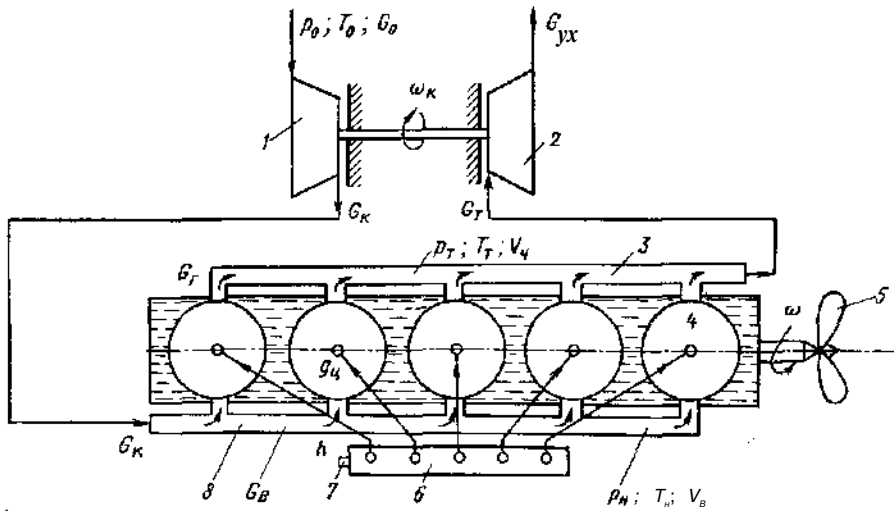


Рис. 41. Принципиальная схема судового дизеля:

1-компрессор; 2-турбина; ^-выпускной коллектор; 4- собственно двигатель; 5-гребной винт; Г-топливный насос высокого давления; 7-рейка топливного насоса; «-впускной коллектор

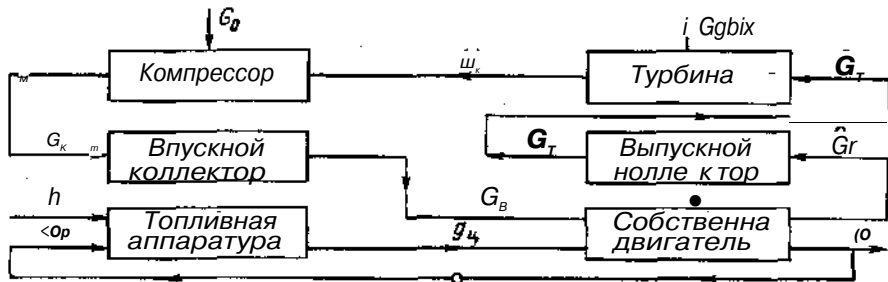


Рис. 42. Функциональная схема судового дизеля

В большинстве случаев судовую дизельную установку (СДУ) как объект регулирования можно представить в упрощенном виде, пренебрегая динамикой продувочного и выпускного коллекторов и рассматривая топливную аппаратуру совместно с двигателем.

Условия статического равновесия собственно двигателя определяются уравнением статического равновесия (2). Избыток или недостаток энергии, появляющийся в системе двигатель-потребитель, расходуется на изменение скорости движения в этой системе.

Эффективный крутящий момент дизеля с наддувом в соответствии с основным уравнением динамики двигателя (9) определяется тремя основными параметрами: угловой скоростью коленчатого вала (ω), положением органа топливоподачи h и давлением наддува p_H :

$$M_e = f(\omega; h; p_H). \quad (100)$$

После разложения в ряд Тейлора этой функции и последующей линеаризации получим

$$M_e = M_{e0} + \left(\frac{\partial M_e}{\partial \omega} \right)_0 \Delta \omega + \left(\frac{\partial M_e}{\partial h} \right)_0 \Delta h + \left(\frac{\partial M_e}{\partial p_H} \right)_0 \Delta p_H. \quad (101)$$

Подставим выражения для моментов (15) и (101) в уравнение динамики (9). Тогда с учетом выражений (16) получим

$$J \frac{d\Delta\omega}{dt} + \left[\frac{\partial M_e}{\partial \omega} \right]_0 \Delta \omega = \left(\frac{\partial M_e}{\partial h} \right)_0 \Delta h + \left(\frac{\partial M_e}{\partial p_H} \right)_0 \Delta p_H + \left(\frac{\partial M_e}{\partial \lambda_p} \right)_0 \Delta \lambda_p. \quad (102)$$

Разделим уравнение (102) на выражение для фактора устойчивости (7) и после введения обозначений получим уравнение динамики судового дизеля

$$T_n \frac{d\Delta\omega}{dt} + \Delta\omega = K_p \Delta h + K_p \Delta p_H - K_\lambda \Delta \lambda_p, \quad (103)$$

Где K_p -коэффициент усиления по давлению наддува;

$$K_p = \left(\frac{\partial M_e}{\partial p_H} \right)_0. \quad (104)$$

Уравнение динамики собственно дизеля при работе на холостом ходу можно получить с учетом того, что вся энергия, вырабатываемая дизелем, расходуется на преодоление внутренних сопротивлений, т.е.

$$J \frac{d\Delta\omega}{dt} = \Delta M_i - \Delta M_{cv}^*, \quad (105)$$

где ΔM_i -приращение индикаторного крутящего момента; ΔM_{cv} -приращение момента внутренних сил сопротивления.

Учитывая, что $M_i = f(\omega; h)$ и $M_{cv} = f(\omega; h)$, а также равенство нулю приращений ΔX_p и Δp_H в уравнении (102), уравнение дизеля на холостом ходу можно представить следующим образом:

$$J \frac{d\Delta\omega}{dt} + \left[\frac{\partial M_i}{\partial \omega} \right]_0 \Delta \omega = \left(\frac{\partial M_i}{\partial h} \right)_0 \Delta h. \quad (106)$$

Наиболее часто в качестве агрегата наддува в судовых дизелях используют газотурбоагрегаты (ГТА). Режим работы ГТА определяется количеством энергии, выработанной газовой турбиной, и количеством энергии, потребленной компрессором, поэтому уравнения (57), (58) в данном случае будут иметь следующий вид:

$$J_n \frac{d\omega_n}{dt} = M_T - M_K, \quad (107)$$

где J_{ω} - момент инерции газотурбонагнетателя; ω_n - угловая скорость вала газотурбонагнетателя;

$$M_{\tau} \sim M_s = 0. \quad (108)$$

В уравнения (107) и (108) входят нелинейные функции M_{τ} и M_k , зависящие от угловой скорости ГТН (ω_n), давления наддува p_n , положения топливной рейки h главного двигателя и давления перед турбиной p_{τ} , т.е.

$$M_{\tau} = f(\omega_n; A; p_{\tau}); \quad (109)$$

$$M_k = f(\omega_n; p_n). \quad (110)$$

В результате линеаризации нелинейных функций (109), (110) получим

$$M_{\tau} = M_{\tau 0} + H \left(\frac{\partial M_{\tau}}{\partial \omega_n} \right)_0 \Delta \omega_n + \left(\frac{\partial M_{\tau}}{\partial h} \right)_0 \Delta h + \left(\frac{\partial M_{\tau}}{\partial p_{\tau}} \right)_0 \Delta p_{\tau}; \quad (111)$$

$$M_k = M_{k0} + \left(\frac{\partial M_k}{\partial \omega_n} \right)_0 \Delta \omega_n + \left(\frac{\partial M_k}{\partial p_n} \right)_0 \Delta p_n. \quad (112)$$

Подставим в уравнение (107) выражения для моментов (111) и (112), тогда с учетом уравнения (108) получим

$$J_n \frac{d\Delta \omega_n}{dt} + \left[\left(\frac{\partial M_k}{\partial \omega_n} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_m}{\partial \omega_n} \right)_0 \right] \Delta \omega_n = \left(\frac{\partial M_m}{\partial h} \right)_0 \Delta h + \left(\frac{\partial M}{\partial p_{\tau}} \right)_0 A_{\tau} - \left(\frac{\partial M_k}{\partial p_n} \right)_0 \Delta p_n. \quad (113)$$

Разделим уравнение (113) на выражение для фактора устойчивости

$$F_n = \left(\frac{\partial M_k}{\partial \omega_n} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_m}{\partial \omega_n} \right)_0 \quad (114)$$

и после введения обозначения коэффициентов получим уравнение динамики ГТН в следующем виде:

$$T_n \frac{d\Delta \omega_n}{dt} + \Delta \omega_n = K_{nh} \Delta h + K_{p\tau} A_{\tau} - K_{pn} \Delta p_n, \quad (115)$$

где T_n - постоянная времени ГТН;

$$\Gamma_n = \frac{J_n}{F_n}; \quad (116)$$

K_{nh} - коэффициент усиления ГТН по ходу топливной рейки;

$$K_{p\tau} = \left(\frac{\partial M_{\tau}}{\partial p_{\tau}} \right)_0 A_{\tau}; \quad (117)$$

K_{pn} - коэффициент усиления ГТН по давлению газов за главным двигателем;

$$K_{p\tau} = \left(\frac{\partial M_{\tau}}{\partial p_{\tau}} \right)_0 / F_n; \quad (118)$$

K_{pn} - коэффициент усиления ГТН по давлению наддува;

$$K_{pn} = \left(\frac{\partial M_{\tau}}{\partial p_n} \right)_0 / F_n. \quad (119)$$

Таким образом, динамические свойства судового дизеля с газотурбинным наддувом описываются системой уравнений (103) и (115):

$$\frac{d\Delta \omega}{dt} + D_{\omega} = -K_h \Delta h + K_p \Delta p_n - K_{\lambda} \Delta \lambda_p;$$

$$T_n \frac{d\Delta \omega_n}{dt} + \Delta \omega_n = K_{nh} \Delta h + K_{p\tau} \Delta p_{\tau} - K_{pn} \Delta p_n.$$

Учет уравнений впускного и выпускного коллекторов повышает точность математического описания судового дизеля как объекта регулирования, однако это усложнение расчетов на практике не всегда целесообразно.

15. МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТОВ УРАВНЕНИЯ ДИНАМИКИ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

Численные значения коэффициентов уравнения динамики судового дизеля необходимы для исследования устойчивости и качества переходных процессов систем автоматического регулирования угловой скорости вала.

Уравнение динамики собственно дизеля (103) содержит четыре коэффициента, которые являются динамическими характеристиками двигателя как объекта регулирования и изменяются при изменении режима работы двигателя.

Постоянная времени дизеля T_d характеризует его инерционные свойства и определяется выражением (19). Приведенный момент инерции двигателя и потребителей мощности определяют из технической документации и справочной литературы.

Численные значения приведенных моментов инерции некоторых наиболее распространенных главных судовых дизелей с учетом навешенных агрегатов, гребного винта и присоединенных масс воды представлены в табл. 2.

Для расчета фактора устойчивости и коэффициентов усиления необходимо определить частные производные, входящие в формулы (7), (20), (21), (104). В указанных формулах представлены частные производные по моментным функциональным зависимостям. Однако в документации по технической эксплуатации судовых двигателей внутреннего сгорания (СДВС), как правило, приводятся мощностные статические характеристики. В процессе эксплуатации судовые механики и специалисты теплотехнических партий систематически определяют мощность двигателей и строят со-
3*

Таблица 2

Тип судового двигателя	Тип судна (теплоход)	Приведенный момент инерции, тыс. кг·м ²
8ДР43/61	«Колхида»	3
9ДКРН50/П0	«Комсомолец»	35
6ДКРН74/160	«Полтава»	90,5
«Бурмейстер и Вайн» 74V2BF-160	«Сплит»	105
МАН К.З78/140	«Углеуральск»	65
«Фиат» В687S	«Чапаев»	90
«Зульцер» 6RD76	«Муром»	85
«Зульцер» 9RD90	«Луганск»	152
«Пилстик» 12PC2-400	«Академик Туполев»	84

ответствующие скоростные и нагрузочные характеристики также по мощности двигателя. Для перехода от крутящего момента к мощности воспользуемся формулой

(120)

Учитывая выражения (11) и (100), можно записать:

$$\hat{\omega} = /(\omega; \dot{\omega}; p_n). \quad (122)$$

В результате дифференцирования формулы (120) с учетом выражений (121) и (122) получим:

$$\left(\frac{\partial M_c}{\partial \omega}\right)_0 = \frac{1}{\omega_0^2} \left[\omega_0 \left(\frac{\partial N_c}{\partial \omega}\right)_0 - N_c \right]; \quad \left(\frac{\partial M_c}{\partial X_p}\right)_0 = \frac{1}{\omega_0} \left(\frac{\partial N_c}{\partial X_p}\right)_0;$$

$$\left(\frac{dM_c}{da}\right)_0 = \frac{1}{\omega_0^2} \left[\omega_0 \left(\frac{\partial N_c}{\partial \omega}\right)_0 - N_c \right]; \quad \left(\frac{\partial M_c}{\partial h}\right)_0 = \frac{1}{\omega_0} \left(\frac{\partial N_c}{\partial h}\right)_0;$$

$$\left(\frac{\partial M_c}{\partial p_n}\right)_0 = \frac{1}{\omega_0} \left(\frac{\partial N_c}{\partial p_n}\right)_0$$

После подстановки полученных выше выражений для частных производных в формулы (7), (19), (20), (104) и (21) фактор устойчивости F_{ω} , постоянная времени T_d и коэффициенты усиления K_{ω} , K_p , K^{\wedge} относительно мощности дизеля будут иметь следующий вид:

$$F_{\omega} = \frac{1}{\omega_0} \left[\left(\frac{\partial N_c}{\partial \omega}\right)_0 - \left(\frac{dN_c}{3m}\right)_0 \right]; \quad (123)$$

$$T_d = \frac{J\omega_0}{\omega_0^2 \left[\left(\frac{\partial N_c}{\partial \omega}\right)_0 - \left(\frac{dN_c}{3m}\right)_0 \right]}; \quad (124)$$

$$K_{\omega} = \frac{\left(\frac{dN_c}{\partial h}\right)_0}{\left(\frac{\partial N_c}{\partial \omega}\right)_0 - \left(\frac{\partial N_c}{3d}\right)_0}; \quad (125)$$

$$K_p = \frac{\left(\frac{dN_c}{\partial p_n}\right)_0}{\left(\frac{\partial N_c}{\partial \omega}\right)_0 - \left(\frac{\partial N_c}{3d}\right)_0}; \quad (126)$$

$$K^{\wedge} = \frac{\left(\frac{\partial N_c}{\partial X_p}\right)_0}{\left(\frac{\partial N_c}{\partial \omega}\right)_0 - \left(\frac{\partial N_c}{3d}\right)_0}. \quad (127)$$

Для расчета частных производных, входящих в формулы (123)–(127), необходимо построить соответствующие зависимости. Построение частичных характеристик эффективной мощности производится по эмпирической формуле

$$N_{\omega} = N_{\omega 0} \left[0,5 \frac{\omega}{\omega_n} + 1,5 \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right) \right]; \quad (128)$$

где $\hat{\omega}$ – значение эффективной мощности дизеля, соответствующее каждому текущему значению угловой скорости, при фиксированном положении регулирующего органа топливных насосов h ; N_{MH} – значение эффективной мощности дизеля на номинальном скоростном режиме (ω_n , в зависимости от положения регулирующего органа топливных насосов h ; ω_0 – текущее значение угловой скорости; ω_n – номинальная угловая скорость.

Номинальные значения эффективной мощности N_{MH} и угловой скорости Юн дизеля принимают по паспортным данным. Вычисление семейства кривых $N_{\omega} = f(\omega)$ производится для значений $N_{\omega 0H} = 1,0 J V_{от}$; $N_{MH} = 0,75 J V_{и}$; $N_{\omega 0H} = 0,5 N_{MH}$ и $B I_{MH} = 0,25 J V_{от}$.

Задаваясь последовательными значениями угловой скорости ω , рассчитывают значения эффективной мощности для каждой частичной характеристики: $1,0 h_{и}$; $0,75 h_{и}$; $0,5 h_{и}$; $0,25 h_{и}$. Результаты построения частичных характеристик приведены на рис. 43.

Построение винтовых характеристик $N_c = f(\omega)$ производится для заданных значений относительной поступи винта X_p . Номинальное значение относительной поступи винта X_{pn} определяют для данного гребного винта с помощью диаграммы винта (см. рис. 34) по вычисленному значению коэффициента момента K_2 в соответствии с формулой (93), считая $M_c = M_c$,

$$X_2 = \frac{(2\pi)^2 M_c}{\rho l^3 \omega^2}. \quad (129)$$

Расчет значений мощности сопротивления вращению гребного винта N_c при построении винтовой характеристики для полученных значений K_2

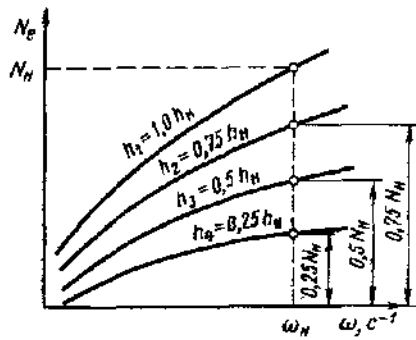
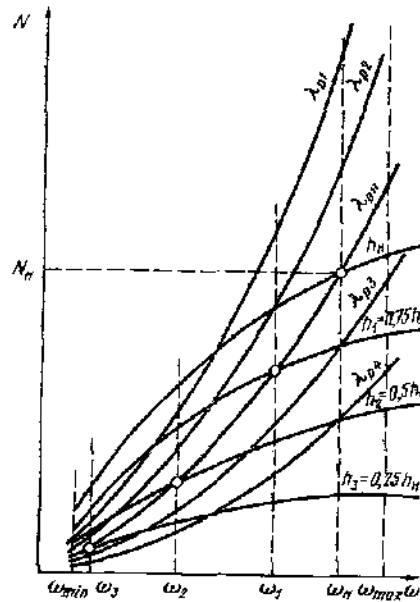


Рис 43. Построение частичных характеристик дизеля



Рис 44. Совмещенные статические характеристики дизеля и гребного винта



и \wedge выполняют по формуле (4), задавая последовательными значениями ш. Коэффициент K^\wedge , входящий в эту формулу,

$$K_s = K_2 \rho D^5 \quad (130)$$

Кроме номинальной винтовой характеристики, строят характеристики облегченного и утяжеленного винта, задавая соответствующими значениями X_p . Совмещенные статические характеристики дизеля и гребного винта (рис 44) позволяют определить методом графического дифференци-

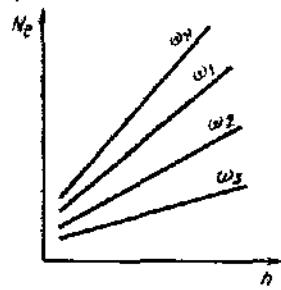


Рис 45. Графики зависимости мощности дизеля от положения рейки топливных часов высокого давления

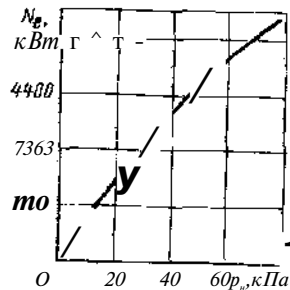


Рис 46. Статическая характеристика наддува для двухтактного дизеля фирмы МАН

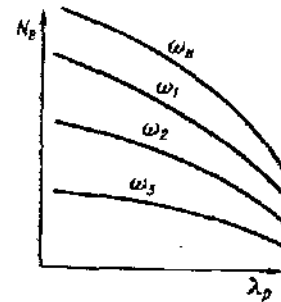


Рис 47. Зависимость мощности сопротивления N_e от относительной поступи гребного винта.

рования значения частных производных $\left(\frac{\partial N_e}{\partial \omega} \right)_0$ и $\left(\frac{\partial N_c}{\partial \omega} \right)_0$, входящих в выражение для фактора устойчивости.

Коэффициент усиления по топливоподаче определяют по формуле (125).

Для расчета частных производных $\left(\frac{\partial N_e}{\partial \omega} \right)_0$ на заданных скоростных режимах необходимо построить графики зависимости $N_e \sim f(k)$.

Построение этих графиков производится с помощью совмещенных статических характеристик (см. рис. 44) при фиксированных значениях частоты $\langle a, \omega_2, \omega_3, \omega_4 \rangle$ (рис. 45).

Коэффициент усиления по давлению наддува определяют по формуле (126). Расчет частной производной $\left(\frac{\partial N_e}{\partial p_n} \right)_0$ производится по статической зависимости $N_e = f(p_n)$, которая может быть получена экспериментальным путем (рис. 46).

Для определения коэффициента усиления по нагрузке в соответствии с формулой (127) необходимо определить частную производную $\left(\frac{\partial N_e}{\partial X_p} \right)_0$.

Используя совмещенные статические характеристики (см. рис. 44), строят графики зависимости $N_c = f(X_p)$ при фиксированных значениях частоты: $\langle a, \omega_2, \omega_3, \omega_4 \rangle$ (рис. 47).

5.16. ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССОВ УПРАВЛЕНИЯ СУДОВОЙ ДИЗЕЛЬНОЙ УСТАНОВКОЙ

Судовая система управления обеспечивает выполнение алгоритма сбора, преобразования, передачи и отображения информации о состоянии СЭУ, выработки управляющих воздействий на энергетические объекты. Судовая дизельная установка как объект управления характеризуется рядом особенностей.

Для пуска двигателя необходимо затратить энергию для образования рабочей смеси и ее зажигания. В судовых дизелях с этой целью применяют пусковые устройства сжатого воздуха, которые подключаются через главный пусковой клапан. Развиваемый двигателем движущий момент определяется количеством впрыскиваемого топлива. Управляющим воздействием является перемещение реек топливных насосов высокого давления.

Обеспечение качественного сгорания топлива осуществляется соответствием цикловой подачи топлива количеству воздуха, подаваемого газотурбонагнетателем. При этом следует учитывать инерционное запаздывание подачи воздуха при изменении мощности дизеля. Скорость вывода дизеля на режим полной мощности ограничена с целью предохранения его от высоких тепловых напряжений. При изменении направления вращения необходима промежуточная остановка двигателя для реверсирования распределительного вала и других распределительных устройств.

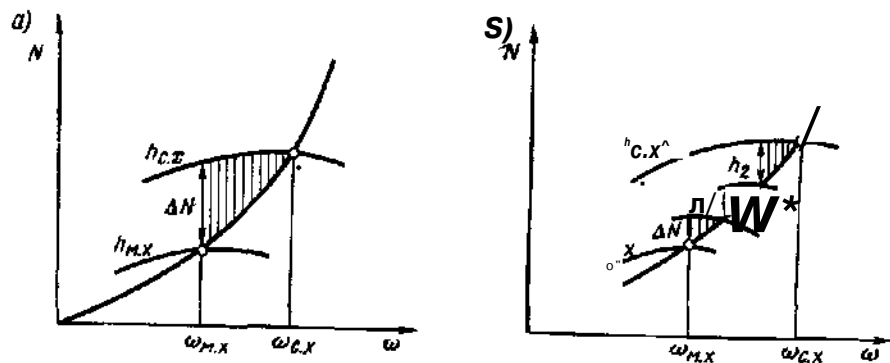


Рис. 48. Управление непосредственным воздействием на топливную рейку двигателя одним (а) и ступенчатым (б) переключением

При торможении дизеля может применяться подача воздуха в цилиндры в противофазу к движению поршней. Управляющее воздействие прилагается в этом случае к главному пусковому клапану и воздухораспределителям. Угловая скорость вала ограничена минимальным и максимальным значениями. Кроме того, область рабочих режимов ограничена линией предела дымности. Особого внимания требуют режимы холостого хода, оголения винта, потери винта и др. Ненагруженный дизель теряет свойство самовыравнивания, и его фактор устойчивости становится отрицательным. Угловая скорость вала внезапно разгруженного дизеля быстро превышает допустимые пределы, дизель идет вразнос.

Управление СДУ на длительных переходах судна осуществляется, как правило, замкнутыми автоматическими системами регулирования угловой скорости вала, температуры охлаждения двигателя и его элементов, относительной влажности продувочного воздуха, вязкости топлива и др. Управление СДУ на маневренных режимах работы осуществляется или через замкнутые системы, или непосредственным воздействием на управляющие органы двигателя. К наиболее ответственным неустановившимся режимам работы относятся пуск двигателя, остановка, реверс и изменение скорости судна.

При непосредственном воздействии на органы двигателя, например для изменения скорости судна, используется программа одного переключения (рис. 48, а) или многократного ступенчатого переключения (рис. 48, б). В первом случае рейка топливных насосов из положения, например малого хода судна $h_{м.х}$, соответствующего угловой скорости $\omega_{м.х}$, одним переключением переводится в положение необходимого маневра $h_{с.х}$ (в примере - средний ход $\omega_{с.х}$). Возникшая при этом избыточная мощность ΔN двигателя разгоняет его до угловой скорости вала $\omega_{с.х}$ соответствующей средней скорости судна. Во втором случае рейка топливного насоса перемещается ступенчато, и возникающая избыточная мощность двигателя также ступенчато разгоняет судно. При одном переключении избыточная мощность существенно больше, чем при ступенчатом, и время разгона судна меньше. Однако при больших изменениях режимов работы появляется опасность тепловых и механических перегрузок двигателя.

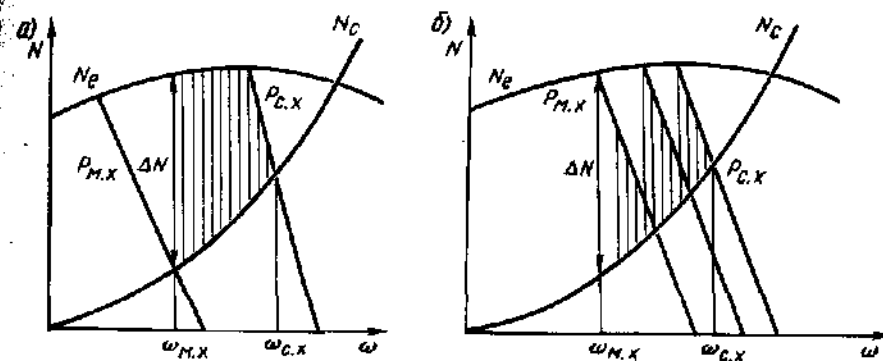


Рис. 49. Управление через все режимный регулятор одним (а) и ступенчатым (б) переключением

При управлении через замкнутые автоматические системы программа управления может также осуществляться при помощи одного переключения (рис. 49, а) или ступенчатого (рис. 49, б). При одном переключении двигатель переходит с регуляторной характеристики малого хода $P_{м.х}$ на регуляторную характеристику среднего хода $P_{с.х}$. В этом случае возникает избыточная мощность ΔN , которая разгоняет судно. При ступенчатом переключении двигатель переводится ступенчато на промежуточные регуляторные характеристики. Разгон двигателя происходит медленнее, и перегрузка будет меньше.

По быстродействию наиболее эффективен способ с одним переключением при управлении через регулятор. Однако этот способ сопровождается форсировкой двигателя. Меньше всего двигатель подвергается форсировке при ступенчатом непосредственном управлении (ступень форсировки можно относительно оценить заштрихованной на рисунках площадью).

В практике автоматизированных СЭУ используют комбинированные программы управления. При прогреве двигателя используется программа непосредственного ступенчатого управления, на маневренных режимах - программа ступенчатого управления через регулятор скорости, а в аварийных ситуациях - программа одного переключения также через регулятор скорости. В современных автоматизированных СЭУ применяют и другие сочетания программ управления, однако все они являются комбинацией рассмотренных выше четырех программ. Это относится не только к угловой скорости вала, но и к другим управляемым величинам дизеля.

На основе анализа СДУ как объекта управления разрабатывают технологическую схему автоматического управления, которая отражает виды информационных связей во всех основных звеньях системы «объект - автомат-человек». На схеме обозначают датчики, исполнительные органы, индикаторы и т. п. согласно символике логических схем алгоритмов, рассмотренной в § 8. Технологическая схема автоматического управления позволяет проанализировать последовательность работы системы управления. Эта последовательность обычно представляется в виде граф-схемы и описывается с помощью ЛСА.

Разработка технологической схемы автоматического управления сопровождается словесным алгоритмом управления, составленным на базе инструкций и правил технической эксплуатации машин и механизмов. Это определяет назначение датчиков, исполнительных механизмов, блокировок, последовательность их работы, варианты использования. В конечном счете формализованные алгоритмы управления являются основой для разработки систем ДАУ.

Глава IV. СИСТЕМЫ ДИЗЕЛЬНОЙ И ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВОК КАК ОБЪЕКТЫ УПРАВЛЕНИЯ

§ 17. СИСТЕМЫ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ РАБОТУ СГТУ

Основными системами, обеспечивающими работу СГТУ, являются топливная, масляная и система охлаждения.

Топливная система судовой газотурбинной установки должна обеспечить прием топлива и его хранение на судне, очистку топлива, его подготовку для сжигания и топливоподачу в камеру горения. Газовые турбины могут работать на топливе различных сортов. От качества используемого топлива зависит работа основных агрегатов ГТУ: топливной системы, камеры горения, проточной части турбины, регенератора, а также их надежность и ресурс. Качество топлива влияет на эффективность управления и обслуживания, а также на маневренность установки. Для улучшения качества топлива его очищают перед подачей к топливным насосам высокого давления. Основными методами очистки являются: отстой, фильтрация и сепарация.

От вязкости, поверхностного натяжения и плотности топлива зависит качество его распыливания. С увеличением вязкости качество распыливания топлива ухудшается. Одновременно увеличивается дальность факела и количество крупных капель в нем. Находясь в зоне высоких температур, эти капли сгорают с образованием кокса. При этом происходит дымление и образование нагара на стенках камеры горения и форсунках. Частицы нагара уносятся газовым потоком в проточную часть турбины и вызывают эрозию лопаток. Нагарообразование в камере горения в еще большей степени зависит от химического и фракционного состава топлива.

При работе газовых турбин на топливе тяжелых сортов может возникнуть химическая высокотемпературная коррозия, которую вызывают металлы, входящие в состав топлива в небольших количествах. Они образуют соединения, которые плавятся на горячих деталях и растворяют защитные покрытия, открывая доступ газов к металлу. Основными элементами, способствующими коррозии, являются натрий, калий, ванадий, свинец и их сернистые соединения.

Некоторые судовые ГТУ эксплуатируются на топливе тяжелых сортов. Однако основным видом топлива для СГТУ является дизельное, которое значительно дороже моторного. В качестве основного топлива для ГТУ ролкеров типа «Капитан Смирнов» принято газотурбинное, а также мо-

торное ДТ. Для пуска и остановки предусматривается работа двигателей на дизельных топливах ДЛ и ДС.

Тяжелые сорта топлива перед сжиганием в камерах горения нуждаются в предварительной подготовке, заключающейся в уменьшении содержания в них вредных веществ. С этой целью производят промывку топлива, удаление из него соли и нерастворимые осадки. Для снижения активности ванадиевых соединений, не растворимых в воде, применяют ингибирование путем присадки к топливу магниевых соединений.

На рис. 50 представлена схема топливоподготовки топлива тяжелых сортов для ГТД газотурбохода «Капитан Смирнов», в которой предусматриваются смешение топлива с промывочной водой и деэмульгатором, двухступенчатая сепарация, отстой и введение присадки.

Система топливоподдачи составляет часть общей топливной системы СГТУ и служит для подачи топлива из расходно-отстойных цистерн к камерам горения. Система топливопитания ГТУ-20 газотурбохода «Парижская коммуна» выполнена совместно с системой управления.

В судовых ГТУ масло используется для смазывания подшипников и зубчатых передач с целью уменьшения их изнашивания, а также для отвода теплоты и удаления твердых частиц. Наиболее тяжелыми являются

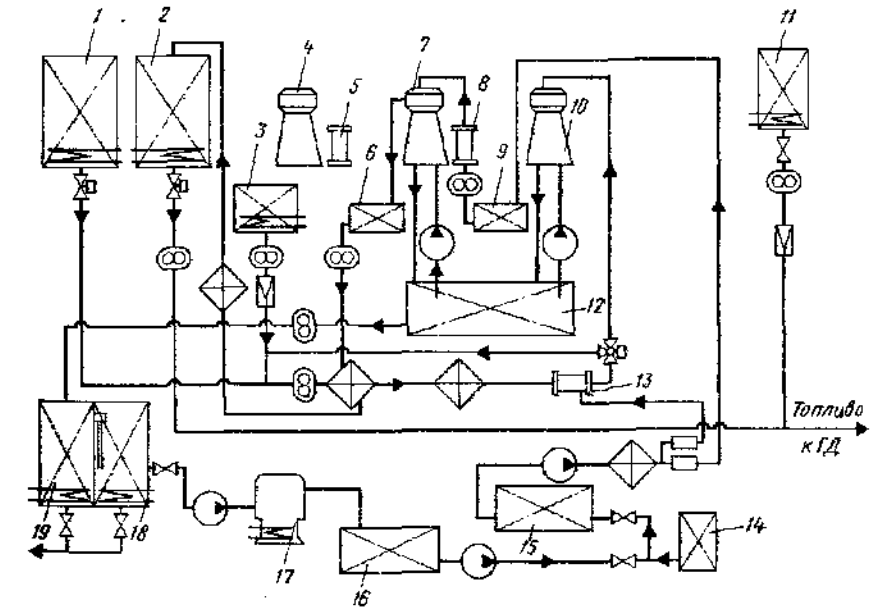


Рис 50. Схема топливоподготовки топлива тяжелых сортов для ГТД газотурбохода «Капитан Смирнов»:

1-отстойная цистерна тяжелого топлива; 2-расходная цистерна тяжелого топлива; 3-цистерна деэмульгатора; 4-резервный сепаратор; 5-резервный смеситель; 6-цистерна отсепарированного топлива второй ступени; 7-сепаратор второй ступени; 8-смеситель второй ступени; 9-цистерна отсепарированного топлива первой ступени; 10-сепаратор первой ступени; 11-цистерна для присадок к топливу; 12-рециркуляционная цистерна; 13-смеситель первой ступени; 14-пневмоагрегат подпитки волю; 15-расходная цистерна промывочной воды; 16-цистерна сбора очищенной волю; 17-определяющая установка; 18-цистерна отстоя промывочной воды; 19-цистерна для отстоя шлама

условия работы масла в подшипниках компрессоров и особенно турбин. Если температура масла на входе в ГТД изменяется в пределах от 20 до 50°C, то на выходе из двигателей она составляет 100-120°C. Локальный нагрев масла внутри ГТД может достигать 180°C. При контакте с нагретыми деталями масло подвергается интенсивному окислению, в результате чего образуются мягкие и абразивные осадки. Кроме того, оно постоянно контактирует и перемешивается с воздухом, что приводит к вспениванию масла и ухудшению работы масляной системы.

В зацеплениях и подшипниках зубчатых передач масло работает при умеренных температурных условиях. Обычно на входе в редуктор температура масла составляет 20-40°C, на выходе 60-70°C. Однако подшипники редуктора воспринимают значительно большие усилия, чем подшипники ГТД. Это требует бесперебойной подачи к ним высококачественного масла.

Различные условия работы ГТД и редуктора обуславливают применение масел, различных по своим свойствам: для газотурбинных двигателей используют маловязкие масла, а для зубчатых передач - масла с более высокой вязкостью. На газотурбоходе «Капитан Смирнов» для газотурбинных агрегатов применяют масло по ГОСТ 10289-79, для смазывания редуктора и паровых турбин - масло с композитной присадкой ТС 46, для дизель-генераторов - масло ^{кд}М-14ГБ [3].

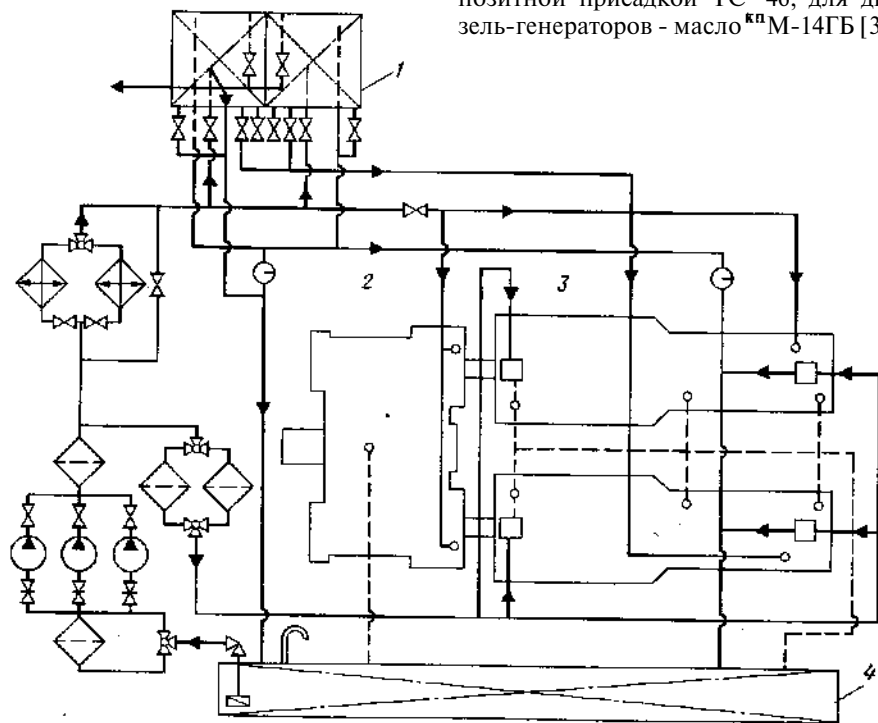


Рис. 51. Гравитационная система смазки ГТУ газотурбохода «Парижская коммуна»:

1 - напорные масляные цистерны; 2 - редуктор; 3 - ГТД; 4 - сточная масляная цистерна

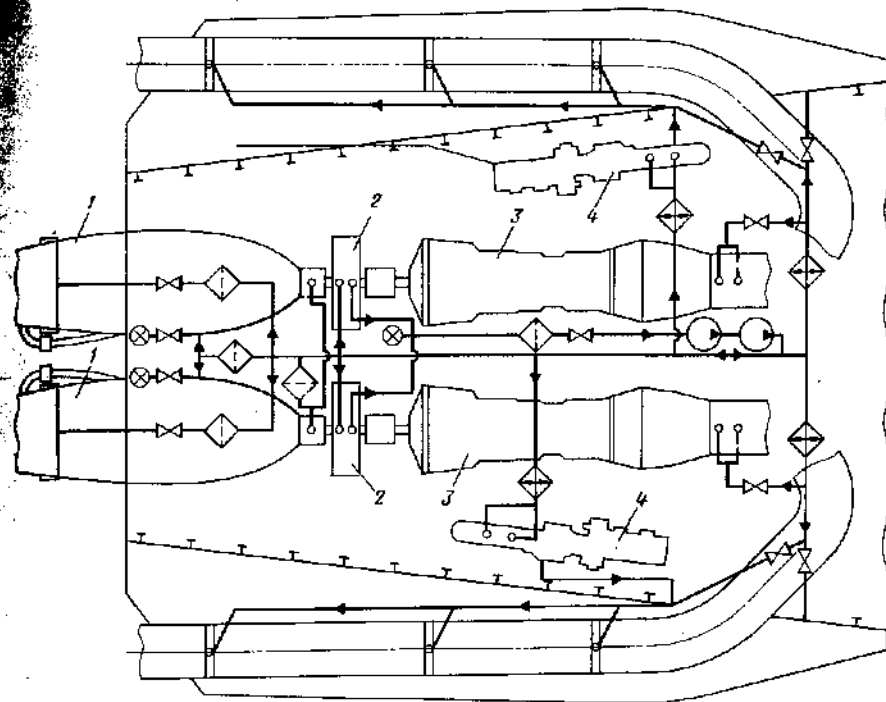


Рис. 52. Система охлаждения ГТД судна на подводных крыльях «Буревестник»: 1 - водометные движители; 2 - муфты сцепления; 3 - ГТД; 4 - вспомогательные турбоагрегаты

Циркуляционные системы смазки СГТУ подразделяются на гравитационные и напорные. На газотурбоходе «Парижская коммуна» используется гравитационная система (рис. 51). Смазочная система каждой из двух ГТУ газотурбохода «Капитан Смирнов» автономная, напорная и состоит из: а) смазочной системы ГТД; б) смазочной системы паровой турбины, редуктора и упорного подшипника.

Системы охлаждения судовых ГТУ предназначены в основном для прокачивания маслоохладителей. В зависимости от типа ГТУ система охлаждения, кроме того, обеспечивает работу воздухоохладителей, дизель-генераторов, подшипников валопровода, а также охлаждение корпусов турбин и паровых конденсаторов. Устройство систем охлаждения СГТУ в основном аналогично устройству систем охлаждения дизельных установок. Особенность систем охлаждения ГТУ ролкера «Капитан Смирнов» состоит в том, что забортная вода принимается из кингстонно-распределительного канала, который заполняется водой из скуловых кингстонных ящиков через фильтры. Такая схема позволяет иметь постоянный запас отфильтрованной воды для многих потребителей.

Газотурбинные двигатели СПК «Буревестник» охлаждаются забортной водой. Особенность этой системы состоит в том, что при ходе СПК на крыльях охлаждающая вода в систему поступает от водометных движителей (рис. 52).

§ 18. СИСТЕМЫ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ РАБОТУ СДУ

Работа пропульсивной судовой дизельной установки обеспечивается загнупой системой охлаждения пресной водой, разомкнутой системой охлаждения забортной водой, смазочной циркуляционной системой, топливной системой охлаждения форсунок, системой топливоподготовки, масляной системой, воздушно-пусковой системой воздухообеспечения.

Существует много вариантов построения систем автоматического регулирования и управления ими, определяющихся составом энергетической установки. Различие вариантов объясняется различием вводов-изготовителей и требований к современным дизельным судам, соответствующих знаку автоматизации в классе Регистра. Применяются системы охлаждения, топливоподготовки, масляная и воздушная.

Систем, систем защиты, блокировок, сигнализации, дистанционных цепей управления и других средств автоматизации «ионных цепей».

Современная энергетическая установка теплохода характеризуется высокой степенью автоматизации. Главные двигатели пробивной установки автоматизированы. Автоматизация осуществляется с помощью контроллеров, регулирующих работу главных двигателей по предельным значениям наиболее важных параметров: температуры, давления и скорости вращения.

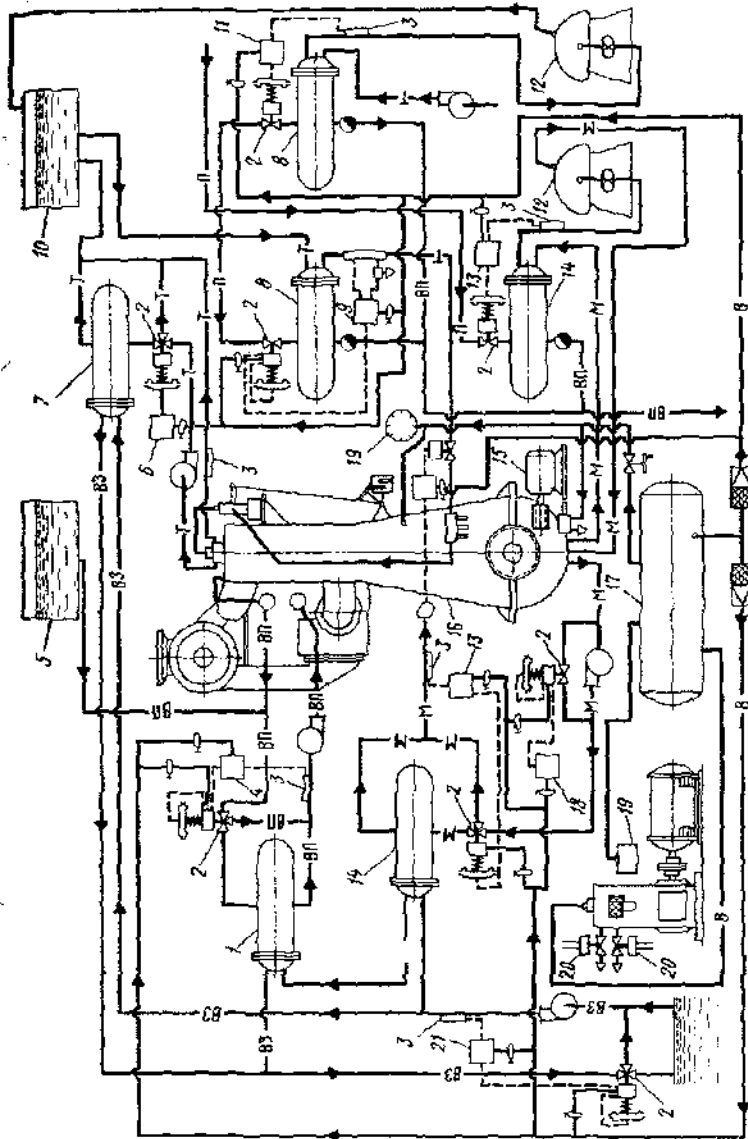
В топливной системе предусматривается автоматическое пополнение цистерн, механизированная очистка топливных фильтров и удаление тяжелого топлива и температуры его подогрева при сепарации.

Автоматическое регулирование температуры, давления и аварийная защита по минимальному давлению масла, автоматическое пополнение смазки насосов в системе вливной смазки, механизированная очистка масляных фильтров и удаление шлама из сенаторов масла, автоматическое регулирование давления и температуры масла. Осуществляется автоматическое регулирование температуры, давления и аварийная защита по минимальному давлению масла, автоматическое пополнение смазки насосов в системе вливной смазки, механизированная очистка масляных фильтров и удаление шлама из сенаторов масла, автоматическое регулирование температуры, давления и аварийная защита по минимальному давлению масла.

В воздушно-пусковой системе обеспечивается автоматическое наполнение пусковых баллонов сжатого воздуха. Воздушные компрессоры приводятся в действие и останавливаются в зависимости от давления воздуха в баллонах. Предусмотрена защита компрессоров по температуре охлаждения и давлению воздуха в баллонах.

На современных судах автоматизируются судовая электростанция и система электроснабжения судна.

На теплоходах автоматически регулируются: давление пара в вспомогательном котле и котле-утилизаторе, температура питательной воды, уровень воды в барабанах котлов и в теплом ящике, температура топлива перед форсунками для котлов, работающих на топливе тяжелых сортов.



1 - регулятор температуры пресной охлаждающей воды; 2 - расширитель; 3 - регулятор температуры охлаждающего топлива; 4 - регулятор температуры масла; 5 - расширитель; 6 - регулятор температуры охлаждающего топлива; 7 - топливоохладитель; 8 - топливоподогреватель; 9 - регулятор вязкости; 10 - топливная цистерна; 11 - регулятор температуры подогрева топлива; 12 - сепаратор; 13 - регулятор температуры масла; 14 - масляный насос; 15 - воздухоподогреватель; 16 - главный двигатель; 17 - баллон пускового воздуха; 18 - регулятор давления масла; 19 - реле давления воздуха; 20 - электромагнитный клапан; 21 - регулятор температуры забортной воды; В - вода пресная; ВЗ - вода забортная; М - масло; Т - топливо.

85 2 а * 87 6 1 88 13

Для вспомогательного котла предусматриваются автоматический пуск и остановка топливного и питательного насосов, продувка топки и газового тракта, включение и отключение запального устройства. В котлах-утилизаторах обеспечивается автоматический сброс избытка пара.

Автоматизируются также системы общесудового назначения, т.е. водоснабжения, противопожарная, фановая, осушительная, балластная и др.

На рис. 53 схематично представлены системы, обеспечивающие работу главного двигателя теплохода, и основные средства их автоматизации.

Судовой дизель с прямой передачей вращающего момента на гребной винт, рассчитанный на использование высоковязких сортов топлива, имеет замкнутую систему охлаждения пресной водой, смазочную циркуляционную систему, топливную систему и воздушно-пусковую. Системы автоматического регулирования температуры охлаждающей воды, топлива и масла аналогичны друг другу. Температура среды регулируется перепуском ее мимо охладителя. С этой целью перед охладителями устанавливают трехходовые или дроссельные клапаны, а датчики регуляторов помещают в регулируемую среду на входе в объекты охлаждения или на выходе из них.

Температура забортной воды также регулируется, так как она может меняться в течение суток. Стабилизация давления масла в системе с независимым насосом осуществляется дроссельным клапаном на перепуске. На выходе топлива из подогревателя устанавливают регуляторы вязкости, которые обеспечивают нормальную работу топливоподающей аппаратуры при высоковязких сортах топлива. Для стабилизации вязкости топлива и масла во время сепарации на подогревателях устанавливают регуляторы температуры.

§ 19. СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ КАК ОБЪЕКТЫ УПРАВЛЕНИЯ

Эксплуатационные и экономические показатели работы дизеля в большой степени зависят от выбора температуры охлаждающей воды. В то же время режим охлаждения в дизеле является определяющим фактором температурного режима смазывания. Температурный режим в системе охлаждения определяется тем влиянием, которое оказывает температура на эксплуатационные показатели дизеля. Изменение температуры охлаждающей воды при прочих равных условиях вызывает изменение количества теплоты, передаваемой рабочими цилиндрами охлаждающей воде. Чем выше температура охлаждающей воды, тем меньше теряется теплоты. Часть теплоты, сохраненной таким образом, может увеличить полезную работу.

Однако повышение температуры охлаждающей воды вызывает уменьшение коэффициента наполнения цилиндров дизеля, что приводит к понижению индикаторной мощности. С увеличением температуры охлаждения до определенных пределов уменьшаются потери на трение и изнашивание деталей механизма движения. Режим охлаждения влияет также на лако-нагарообразование и окисление масла. Правильный выбор режима охлаждения и поддержание его в условиях эксплуатации уменьшают коррозионное и эрозионное поражение охлаждаемых поверхностей дизеля. При при-

менении высокосернистых топлив важно правильно выбрать и поддерживать температурный режим в целях уменьшения изнашивания деталей цилиндропоршневой группы под влиянием серы.

С точки зрения сохранения температуры поверхностей охлаждения в допустимых пределах, доведения до минимума потерь теплоты с охлаждающей водой, уменьшения тепловых напряжений в охлаждаемых деталях двигателя, уменьшения интенсивности кавитационной эрозии и электрохимической эрозии, а также уменьшения изнашивания цилиндра поршневой группы при применении малым считается режим температурного охлаждения.

Говоря о системах охлаждения и его управления, сам двигатель. Системы охлаждения с открытыми и разомкнутыми. Если используется пресная вода, то оптимальной средней температурой рекомендуется поддерживать в выходе из двигателя.

Подвод энергии к системе охлаждения от горячих газов через стенки цилиндров к охлаждающей воде.

$$Q_{\text{под}} = \alpha_{\text{в}} (T_{\text{г}} - T_{\text{вых}}), \quad (131)$$

где $\alpha_{\text{в}}$ - коэффициент теплопередачи от газов к воде; $F_{\text{в}}$ - площадь теплообмена; $T_{\text{г}}$ - температура газов; $T_{\text{вых}}$ - температура воды на выходе из двигателя.

Характеристики подвода энергии можно построить на основе экспериментальных данных.

Отвод энергии, т.е. теплота, уносимая водой из зарубашечного пространства двигателя, определяется формулой теплового баланса

$$Q_{\text{от}} = c_{\text{в}} G_{\text{в}} (T_{\text{вх}}^* - T_{\text{вх}}), \quad (132)$$

где $c_{\text{в}}$ - удельная теплоемкость воды; $G_{\text{в}}$ - расход пресной воды через зарубашечное пространство; $T_{\text{вх}}^*$ - температура входящей в двигатель воды.

Наложением характеристик отвода энергии на семейство характеристик подвода (рис. 54) определяется фактор устойчивости температурного режима охлаждения дизеля

$$F_{\text{уст}} = \left(\frac{\partial Q_{\text{от}}}{\partial T_{\text{вх}}} \right)_0 - \left(\frac{\partial Q_{\text{под}}}{\partial T_{\text{вх}}} \right)_0, \quad (133)$$

Как следует из рис. 54, фактор устойчивости во всех случаях больше нуля.

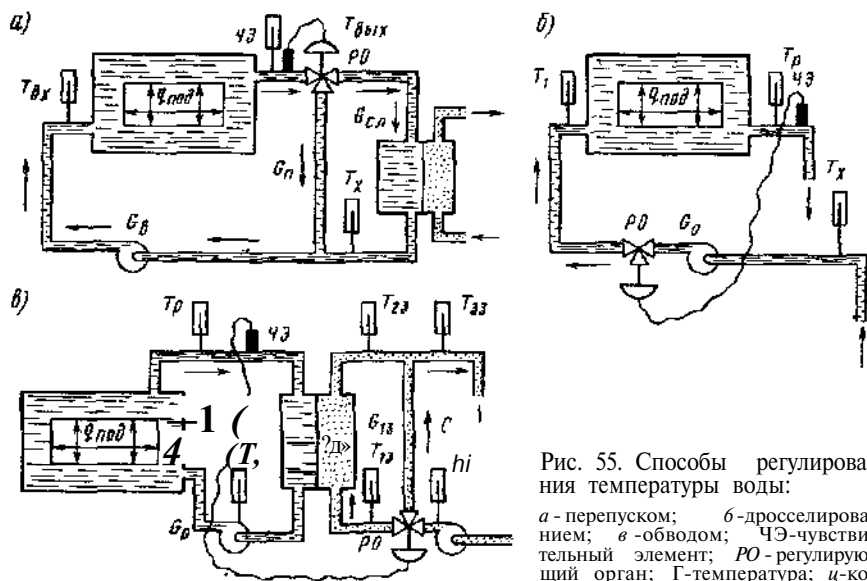


Рис. 55. Способы регулирования температуры воды:

а - перепуском; б - дросселированием; в - обводом; ЧЭ - чувствительный элемент; РО - регулирующий орган; Т - температура; q - количество теплоты; С - расход воды

В основе возможных способов регулирования температуры охлаждающей воды в дизелях лежит один из двух принципов. При применении первого принципа характеристика / отвода энергии смещается параллельно самой себе (кривая 2). Это происходит при изменении температуры входящей в двигатель воды. Второй принцип регулирования заключается в изменении расхода охлаждающей воды через зарубашечное пространство двигателя. При этом изменяется угол наклона характеристики отвода энергии (кривая 3). Возможно смешанное регулирование. Конструктивно существуют три способа регулирования: перепуском, дросселированием и обводом. Все три способа применяются как в замкнутых, так и в разомкнутых системах охлаждения.

При перепуске (рис. 55, а) регулирующий орган распределяет выходящий из двигателя поток горячей воды частично на водо-водяной холодильник (теплообменник, охлаждаемый забортной водой) при замкнутых системах или на слив-при разомкнутых системах охлаждения, частично на перепуск обратно к двигателю. Количество воды, прокачиваемой через двигатель, не изменяется. Температура воды, входящей в двигатель, определяется соотношением потоков, идущих через холодильник и перепуск. Регулирование осуществляется по первому принципу.

При дросселировании (рис. 55, б) регулирующий орган изменяет площадь проходного сечения трубопровода, увеличивая или уменьшая тем самым гидравлическое сопротивление. Количество охлаждающей воды, протекающей в зарубашечном пространстве двигателя, изменяется. Регулирование осуществляется по второму принципу. Следует отметить недостатки способа дросселирования, проявляющиеся при малых нагрузках двигателя. Регулирующий орган при этом создает большое сопротивление, падает скорость циркуляции, зарубашечное пространство заполняется не-

достаточно, появляются локальные перегревы. В связи с указанными недостатками способ дросселирования не находит широкого применения.

При обводе (рис. 55, в) регулирующий орган направляет часть воды » теплообменник, а часть - в обвод последнего. Регулирование осуществляется по первому принципу.

§ 20. УРАВНЕНИЕ ДИНАМИКИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

При нарушении статического равновесия между подводимой и отводимой теплотой в системе охлаждения двигателя изменяется количество аккумулируемой теплоты, в системе происходит переходный процесс. Установившееся состояние системы характеризуется уравнением динамики

$$c_n \frac{dT_{\text{вых}}}{dt} = q_{\text{под}} - q_{\text{отв}}, \quad (134)$$

где c_n - приведенная теплоемкость системы охлаждения $c_n = c^* G_R + c_M G_M$, здесь c_n и c^* - удельная теплоемкость соответственно воды и металла; G_R и G_M - масса соответственно воды и металла, участвующих в процессе теплообмена.

Уравнение (134) записано для случая увеличения подвода теплоты.

В динамике коэффициент теплопередачи и поверхность теплообмена принимают постоянными, что полностью оправдано для регулирования путем изменения температуры на входе воды в двигатель при постоянном расходе воды через зарубашечное пространство.

Количество подведенной теплоты в соответствии с формулой (131) выражается функцией температуры газов и регулируемой температуры на выходе из двигателя

$$q_{\text{под}} = f(T_g; T_{\text{вых}}). \quad (135)$$

Функциональную зависимость для количества отведенной теплоты находят применительно к каждому конструктивному способу регулирования.

Наиболее распространенным способом регулирования в судовых энергетических установках является способ перепуска (см. рис. 55, а). При регулировании способом перепуска количество отведенной теплоты

$$q_{\text{отв}} = c_p G_c g (T_{\text{вых}} - T_x), \quad (136)$$

где g - координата регулирующего органа; T_x - температура воды после холодильника.

В соответствии с выражением (136)

$$q_{\text{отв}} = f(g; T_{\text{вых}}; T_x). \quad (137)$$

После разложения в ряд Тейлора и использования его линейных членов зависимостей (135) и (137) подставим линеаризованные выражения для $q_{\text{под}}$ и

и отъ формулу (134) и с учетом условий статического равновесия получим уравнения динамики системы охлаждения двигателя

$$c_p \frac{d\Delta T_{\text{вых}}}{dt} + \left[\left(\frac{\partial q_{\text{отв}}}{\partial T_{\text{вых}}} \right)_0 - \left(\frac{\partial q_{\text{под}}}{\partial T_{\text{вых}}} \right)_0 \right] \Delta T_{\text{вых}} = \left(\frac{\partial q_{\text{под}}}{\partial T_{\text{г}}} \right)_0 \Delta T_{\text{г}} - \left(\frac{\partial q_{\text{отв}}}{\partial \theta} \right)_0 \Delta \theta - \left(\frac{\partial q_{\text{отв}}}{\partial T_{\text{а}}} \right)_0 \Delta T_{\text{а}} \quad (138)$$

Уравнение (138) разделим на фактор устойчивости (133), введем относительные координаты $y_x = \frac{\Delta T_{\text{г}}}{T_{\text{г}}}$; $y_2 = \frac{\Delta T_{\text{вых}}}{T_{\text{вых}}}$; $y_3 = \frac{\Delta \theta}{\theta}$; $x = \frac{\Delta T_{\text{а}}}{T_{\text{а}}}$ и после обозначения постоянной времени $T_{\text{о}}$, коэффициентов усиления $K_{\text{г}}$, $K_{\text{а}}$, $K_{\text{х}}$ получим уравнение динамики системы охлаждения двигателя

$$(T_{\text{о}} p + \Pi = K_{\text{г}} y_3 - K_{\text{а}} x - K_{\text{х}} y_x) \quad (139)$$

Водо-водяной холодильник (рис. 56) рассматривается как теплообменник с двумя емкостями, в каждой из которых происходит аккумуляция теплоты. В полости / теплота подводится от двигателя и отводится во вторую полость. Предполагается, что коэффициент теплопередачи зависит только от скоростей циркуляции в обеих полостях. Неустойчивый режим в полости 1

$$c_{\text{п}} \frac{dT_{\text{сп}}}{dt} = \dot{Q}_{\text{под}} - \dot{Q}_{\text{отв}} \quad (140)$$

где $c_{\text{п}}$ - приведенная теплоемкость полости /.

Количество теплоты, подведенной в полость 1,

$$\dot{Q}_{\text{под}} = \alpha_{\text{г}} f_{\text{г}} T_{\text{г}} - \alpha_{\text{а}} f_{\text{а}} T_{\text{а}} \quad (141)$$

где $\alpha_{\text{г}}$ - скорость циркуляции в первом контуре.

Количество теплоты, отведенной из полости 1,

$$\dot{Q}_{\text{отв}} = f(v_1; v_2; T_{\text{г}}; T_{\text{а}}; T_{\text{в}}; T_{\text{з}}), \quad (142)$$

где v_1 - скорость расхода забортной воды; $T_{\text{г}}$ и $T_{\text{а}}$ - температуры забортной воды соответственно на выходе из холодильника и на входе в него.

После преобразований с помощью ряда Тейлора и линеаризации получим уравнение динамики теплообменника

$$(T_{11} p + 1) y_x = K_{\text{г}} y_3 - (T_{12} p + \delta_1) y_2, \quad (143)$$

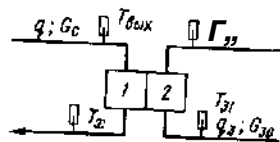


Рис. 56. Схема теплообменника:

1 - полость пресной воды;
2 - полость забортной воды

$$y_3 = \frac{\Delta T_{32}}{T_{32}}; T_{11} = \frac{c_{\text{п}}}{\alpha_{\text{г}} f_{\text{г}} + 2c_{\text{г}} G_{\text{г}}}; T_{12} = T_{11} \frac{T_{\text{вых.б}}}{T_{\text{к.б}}};$$

$$T_{\text{г}} = \frac{1}{1 + 2c_{\text{г}} G_{\text{г}}} \frac{T_{35}}{T_{\text{к.б}}}; \delta_1 = \frac{\alpha_{\text{г}} f_{\text{г}} - 2c_{\text{г}} G_{\text{г}}}{\alpha_{\text{г}} f_{\text{г}} + 2c_{\text{г}} G_{\text{г}}} \frac{T_{\text{вых.б}}}{T_{\text{к.б}}}$$

здесь $\alpha_{\text{г}}$ и $\alpha_{\text{а}}$ - соответственно коэффициент теплопередачи и поверхность охлаждения теплообменника).

Для полости 2 уравнение динамики

$$(T_{21} p + 1) y_2 = K_{21} y_3 + K_{22} y_x, \quad (144)$$

$$K_{21} = \frac{\alpha_{\text{а}} f_{\text{а}} T_{\text{вых}}}{\alpha_{\text{а}} f_{\text{а}} + 2c_{\text{а}} G_{\text{а}}}; K_{22} = K_{21} \frac{T_{\text{к.б}}}{T_{\text{вых.б}}}$$

Общее уравнение двигателя с теплообменником для регулирования переключением можно получить совместным решением уравнений (139), (143)

и (144).

5.21. СМАЗОЧНЫЕ СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ КАК ОБЪЕКТЫ УПРАВЛЕНИЯ

Системы автоматического регулирования температуры масла поддерживают заданный температурный режим масла, входящего в двигатель. Этим обеспечивается необходимая вязкость масла. Таким образом, непосредственно двигатель не является объектом управления, так как он потребляет масло и процессы теплообмена внутри двигателя не оказывают влияния на значение регулируемого параметра. В связи с этим в качестве объекта управления рассматривается теплообменник «масло-заборная вода».

В масло-водяной холодильник поступает горячее масло, которое и определяет количество подведенной теплоты

$$\dot{Q}_{\text{под}} = c_{\text{м}} G_{\text{м}} (T_{\text{м}2} - T_{\text{м}1}), \quad (145)$$

где $c_{\text{м}}$ - удельная теплоемкость масла; $G_{\text{м}}$ - расход масла через теплообменник; $T_{\text{м}2}$ и $T_{\text{м}1}$ - температура масла соответственно на выходе из двигателя и на входе в него.

Температура $T_{\text{м}1}$ масла на входе в двигатель принимается за регулируемый параметр.

Количество отведенной теплоты, уносимой забортной водой,

$$\dot{Q}_{\text{отв}} = \frac{\alpha_{\text{г}} f_{\text{г}}}{2} [(T_{\text{м}2} + T_{\text{м}1}) - (T_{32} + T_{31})]. \quad (146)$$

Обозначения приняты в соответствии с рис. 57. Масло-водяной теплообменник обладает положительным самовыравниванием.

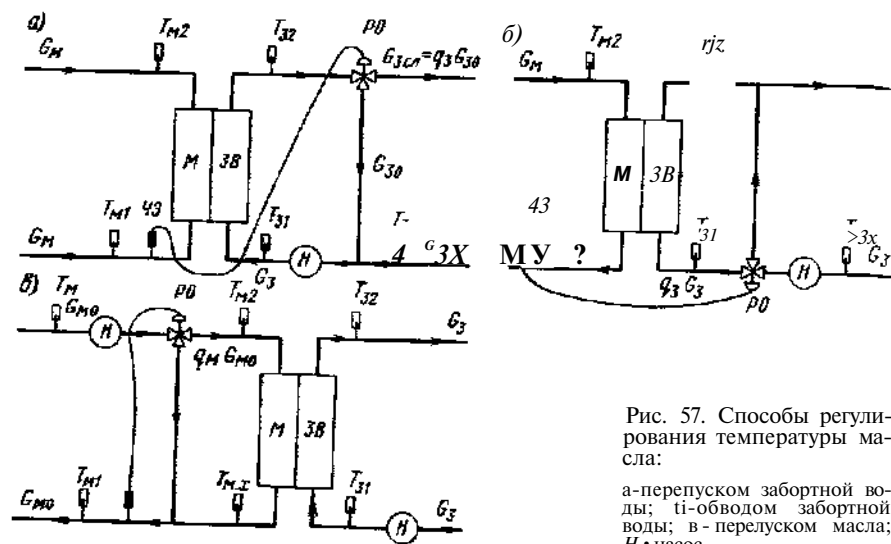


Рис. 57. Способы регулирования температуры масла:

а - перепуском заборной воды; б - обводом заборной воды; в - перепуском масла; H - насос

В практике встречаются три способа регулирования температуры масла (рис. 57): перепуском заборной воды; обводом заборной воды; перепуском масла. Уравнения динамики масло-водяного теплообменника как объекта регулирования получают в зависимости от способа регулирования. Например, при способе обвода заборной воды (рис. 57,б) исходное уравнение аккумуляции теплоты для масляной полости

$$c_1 \frac{dZ_{\text{м.к}}}{dt} = q_{\text{н.м}} - q_{\text{ом.к}} \quad (147)$$

После линеаризации нелинейных функций (145) и (146) и подстановки в уравнение (147)

$$c_1 \frac{d\Delta T_{\text{м.к}}}{dt} = \left(\frac{\partial q_{\text{н.м}}}{\partial T_{\text{м.к}2}} \right)_0 \Delta T_{\text{м.к}2} + \left(\frac{\partial q_{\text{н.м}}}{\partial T_{\text{м.к}1}} \right)_0 \Delta T_{\text{м.к}1} - \left(\frac{\partial q_{\text{ом.к}}}{\partial T_{\text{м.к}2}} \right)_0 \Delta T_{\text{м.к}2} - \left(\frac{\partial q_{\text{ом.к}}}{\partial T_{\text{м.к}1}} \right)_0 \Delta T_{\text{м.к}1} - \left(\frac{\partial q_{\text{ом.к}}}{\partial T_{\text{з}2}} \right)_0 \Delta T_{\text{з}2} - \left(\frac{\partial q_{\text{ом.к}}}{\partial g_3} \right)_0 \Delta g_3 \quad (148)$$

Из уравнения (148) можно получить уравнение динамики для канала нагрузочного возмущения ($\partial_3 = \text{const}$) и для канала регуляторного воздействия ($T_{\text{м.к}2} = \text{const}$).

Для водяной полости уравнение динамики

$$c_{11} \frac{d\Delta T_{\text{з}2}}{dt} = \left(\frac{\partial q_{\text{н.м}}}{\partial T_{\text{м.к}2}} \right)_0 \Delta T_{\text{м.к}2} + \left(\frac{\partial q_{\text{н.м}}}{\partial T_{\text{м.к}1}} \right)_0 \Delta T_{\text{м.к}1} + \left(\frac{\partial q_{\text{н.м}}}{\partial T_{\text{з}2}} \right)_0 \Delta T_{\text{з}2} + \left(\frac{\partial q_{\text{н.м}}}{\partial g_3} \right)_0 \Delta g_3 - \left(\frac{\partial q_{\text{ом.к}}}{\partial g_3} \right)_0 \Delta g_3 - \left(\frac{\partial q_{\text{ом.к}}}{\partial T_{\text{з}2}} \right)_0 \Delta T_{\text{з}2} \quad (149)$$

При нормальных условиях эксплуатации двигателя повышенный нагрев деталей предотвращается вследствие смазывания и охлаждения трущихся частей.

Для нормальной смазки и достаточного охлаждения двигателя необходима непрерывная циркуляция смазочного масла под давлением. Падение давления информирует о неблагоприятном состоянии трущихся частей двигателя или самой смазочной системы. Давление масла в системе контролируется системой аварийно-предупредительной сигнализации. В отдельных случаях контролируются вязкость масла и непрерывность потока.

Смазывание цилиндропоршневой группы судовых дизелей обеспечивается смазочной системой смазочного насоса. Привод смазочных насосов осуществляется от распределительного вала двигателя. В настоящее время в некоторых судовых двигателях применяется автоматическое управление подачей масла смазочными насосами к цилиндропоршневой группе в зависимости от положения рейки топливных насосов высокого давления.

АВТОМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ И ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

ГЛАВА К АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ ВАЛА ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 22. ТРЕБОВАНИЯ К АВТОМАТИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ

Судовые двигатели обычно эксплуатируются на заданных скоростных режимах. Так, если судно совершает переход из одного порта в другой, то главный двигатель длительное время работает при номинальной угловой скорости вала, обеспечивая движение судна с требуемой скоростью. Изменение условий движения судна приводит к изменению нагрузки и заданного скоростного режима работы двигателя. Эти изменения скоростного режима могут привести к невыполнению плановой скорости судна от запланированной или недопустимым для нормальной эксплуатации динамическим напряжениям в деталях главного двигателя. Поэтому важно обеспечить поддержание заданной угловой скорости вала двигателя. Вместе с тем на маневрах главного двигателя или в других случаях возникает необходимость перехода на другие скоростные режимы с последующей их стабилизацией для обеспечения движения судна при пониженной или повышенной скорости. Таким образом, в процессе эксплуатации судовых двигателей и не только главных, но и вспомогательных постоянно приходится решать задачу регулирования угловой скорости вала.

На судах с ручным управлением функции регулирования режимов работы двигателей приходится выполнять обслуживающему персоналу. Вахтенный механик должен постоянно находиться у органов управления двигателем и при нарушении заданного скоростного режима или поступлении команды об изменении режима воздействовать на топливрегулирующий орган, выполняя задачу регулирования.

При автоматическом регулировании (по сравнению с ручным регулированием) повышается качество поддержания заданного скоростного режима двигателя и обслуживающий персонал освобождается от выполнения этой функции.

Автоматический регулятор измеряет угловую скорость вала двигателя и, если она отличается от заданной, осуществляет регулирующее воздействие. Для выполнения задачи регулирования регулятор скорости должен обеспечить: 1) требуемую точность поддержания заданного скоростного режима; 2) безопасную и устойчивую работу двигателя; 3) эксплуатацию двигателя без перегрузок по крутящему моменту, тепловому и скоростному режимам; 4) высокое качество переходных процессов; 5) эффективное использование мощности двигателя; 6) простое управление двигателем; 7) возможность совместной работы с системой ДАУ. Кроме того, к самим

88

регуляторам предъявляется ряд требований в отношении надежности работы, простоты конструкции, размеров, стоимости, срока службы.

На судовых двигателях устанавливают различные типы регуляторов скорости, не все они могут удовлетворять этим требованиям, так как сами требования в ряде случаев противоречивы. Поэтому при подборе регулятора для того или иного двигателя руководствуются в первую очередь основными требованиями, которые и определяют оптимальное решение задачи совместной работы.

III

Классификация автоматических регуляторов скорости. Она может проводиться по большому числу признаков. Наиболее важными из них являются: тип чувствительного элемента; число регулируемых скоростных режимов; способ воздействия на топливрегулирующий орган; вид обратной связи.

В зависимости от типа чувствительного элемента различают механические, пневматические, гидравлические и электрические регуляторы скорости.

Механический чувствительный элемент (рис. 58) состоит из центробежных грузов, нагруженной задающей пружины и получающих вращение от вала двигателя. При изменении угловой скорости нарушается равенство сил, развиваемых центробежными грузами и задающей пружиной, в результате чего муфта перемещается.

В пневматическом регуляторе чувствительный элемент измеряет давление во впускном коллекторе двигателя, изменение которого определенным образом связано с изменением угловой скорости.

Гидравлический регулятор включает шестеренный насос, связанный с валом двигателя, и поршень, нагруженный пружиной. При изменении угловой скорости вала двигателя изменяется давление топлива или масла, поступающего от насоса под поршень. Нарушается равенство сил, действующих на поршень, и он перемещается в соответствии с изменением угловой скорости.

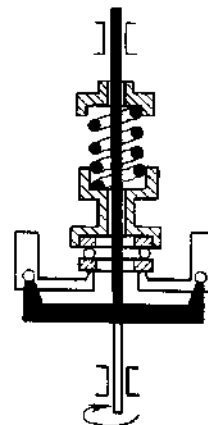


Рис. 58. Центробежный чувствительный элемент угловой скорости

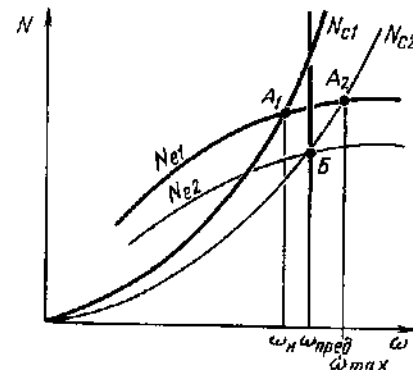


Рис. 59. Статические характеристики совместной работы главного двигателя и предельного регулятора скорости

В электрическом регуляторе измерителем угловой скорости является электрический тахометр.

В зависимости от числа регулируемых скоростных режимов работы двигателей регуляторы могут быть одно-, двух- и всережимными.

Однорежимные регуляторы предназначены для стабилизации одного из скоростных режимов двигателя: минимально устойчивого, режима холостого хода или предельного. Первые два используются для поддержания устойчивого режима работы двигателя при минимальной эксплуатационной мощности; они предотвращают самопроизвольную остановку двигателя или обеспечивают его готовность к приему нагрузки.

Предельный регулятор скорости устанавливают на двигатели, работающие на гребной винт, для предотвращения чрезмерного увеличения динамических нагрузок при волнении моря (рис. 59). У предельного регулятора заданная угловая скорость $\omega_{пред}$ соответствует скоростному режиму, который превышает номинальную угловую скорость $\omega_{ном}$ на 5-10%.

Номинальному установившемуся режиму двигателя соответствует пересечение частичной N_{ei} и винтовой N_{ei} характеристик в точке A , при частоте ω_1 . В случае оголения винта произойдет уменьшение мощности сопротивления $N_{с2}$ и возрастание угловой скорости до значения ω_2 , при котором возможно возникновение опасных динамических напряжений в движущихся деталях. Функция предельного регулятора состоит в том, чтобы не допустить увеличения угловой скорости до значения ω_3 путем прекращения или ограничения (точка B) подачи топлива в двигатель при достижении угловой скоростью значения $\omega_{пред}$.

На скоростных режимах, характеризующихся угловой скоростью, меньшей ($\omega_{пред}$), регулятор в действие не вступает и двигателем управляют, воздействуя на топливрегулирующий орган. На некоторых дизелях устанавливают автоматы безопасности, предназначенные для выключения подачи топлива при повышении угловой скорости до значения ω_4 . При срабатывании автомата безопасности бойковый механизм под действием

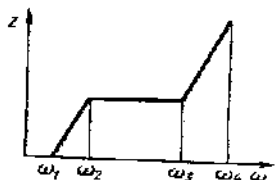


Рис. 60. Зависимость положения муфты 2 чувствительного элемента двухрежимного регулятора от угловой скорости вала (a).

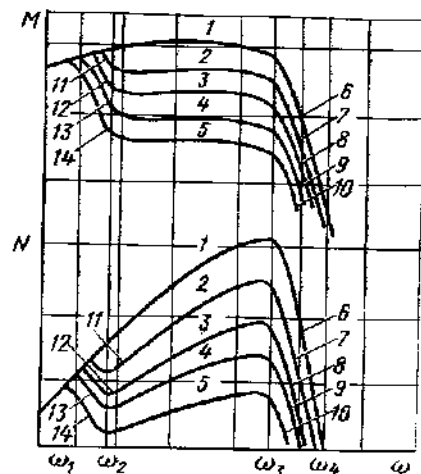


Рис. 61. Статические характеристики совместной работы дизеля с двухрежимным регулятором скорости: 1-5 — характеристики эффективного момента M и эффективной мощности; 6-14 — регуляторные характеристики

центробежной силы воздействует на рейку топливных насосов, прекращая подачу топлива и останавливая двигатель.

Если необходимо не допустить работу двигателя при максимальной $\omega_{ном}$ скорости вала и вместе с тем обеспечить минимально устойчивый $\omega_{уст}$ скоростной режим, двигатель снабжают двухрежимным регулятором. Ре-ПЯЯрова*ТМ⁶ Двух скоростных режимов можно осуществить одним регулятором, если в нем используются либо пружины с различной предварительной ω_0 затяжкой, либо грузы, имеющие различную массу.

Если регулятор снабжен пружинами с различной предварительной деформацией, то при увеличении угловой скорости центробежная сила грузов вначале воздействует на пружину с меньшей предварительной затяжкой. В момент, когда угловая скорость достигнет значения ω_2 (рис. 60), соответствующего минимальному регулируемому режиму, центробежная сила грузов окажется равной усилию этой пружины. При дальнейшем повышении угловой скорости грузы преодолеют усилие пружины и будут расходиться, перемещая муфту. В результате этого рейка топливных насосов уменьшит топливоподачу в двигатель, что приведет к снижению крутящего момента и мощности (рис. 61).

При угловой скорости ω_2 грузы окажутся под воздействием сильных пружин, установленных с большой предварительной деформацией. Дальнейшее увеличение угловой скорости до значения ω_3 не приведет к последующему перемещению муфты. Поэтому в диапазоне скоростных режимов $\omega_2 < \omega < \omega_3$ двигателем управляют вручную.

Угловой скорости ω_3 соответствует центробежная сила, равная суммарному усилию пружин. При новом увеличении угловой скорости произойдет дополнительное перемещение центробежных грузов, муфты и рейки топливных насосов на уменьшение топливоподачи. Таким образом, на участке $\omega_3 < \omega < \omega_4$ двигатель вновь работает по регуляторным характеристикам.

В последнее время некоторые зарубежные фирмы проявляют повышенный интерес к двухрежимному регулированию, так как по данным ряда исследований транспортный дизель при этом способе регулирования оказывается более экономичным [17].

Всережимное регулирование дает возможность обеспечить поддержание любого заданного скоростного режима работы двигателя. Чувствительный элемент всережимного регулятора имеет устройство непрерывного изменения затяжки задающей пружины, в качестве которого обычно используется Система рычагов, воздействующих на ограничитель положения пружины.

При работе двигателя с заданной угловой скоростью установившемуся режиму соответствует точка A (рис. 62), через которую проходит регуляторная характеристика. Если произойдет изменение нагрузки и винтовая характеристика сместится в положения $N_{с2}$ или $N_{с3}$ относительно первоначального положения $N_{ср}$, регулятор вступит в работу и будет изменять топливоподачу в двигатель, восстанавливая заданную угловую скорость ω_0 . Новый установившийся режим работы двигателя наступит на регуляторной характеристике в точках B или B' , соответствующих ее пересечениям с новым положением винтовых $N_{с2}$ или $N_{с3}$ и частичных $N_{с2}^*$ или $N_{с3}^*$ характеристик.

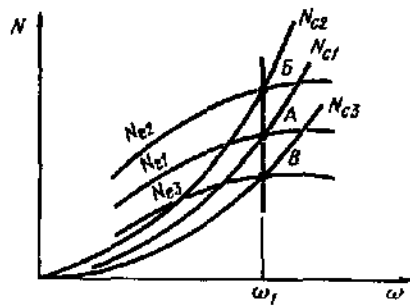


Рис. 62. Совместная работа двигателя с всережимным регулятором скорости

При уменьшении затяжки пружины чувствительного элемента произойдет смещение регуляторной характеристики влево в положение ω_2 . Усилие пружины задания станет меньше центробежной силы, муфта сместится в противоположном направлении и топливоподача в двигатель будет уменьшаться. Новый установившийся режим наступит в точке *Б* пересечения регуляторной ω_2 и частичной N_{c3} характеристик.

При рассмотрении совместной работы двигателя с регулятором угловой скорости (в § 3) отмечалось, что в случае уменьшения угловой скорости в результате увеличения нагрузки регулятор угловой скорости будет увеличивать топливоподачу, что может привести к перегрузке двигателя по крутящему моменту и тепловому режиму (см. рис. 13). Обеспечение работы двигателя по наклонной регуляторной характеристике (см. рис. 16) позволяет уменьшить перегрузки за счет неравномерности $\Pi^{\wedge} \omega$, — ц в поддержании заданной угловой скорости m . Однако, несмотря на по. при большом увеличении нагрузки двигатель все же может испытывать значительные перегрузки. Поэтому при автоматизации судовых дизелей нашел применение всережимный способ регулирования с ограничением топливоподачи по предельному крутящему моменту $M_{пред} = \text{const}$ (рис. 64).

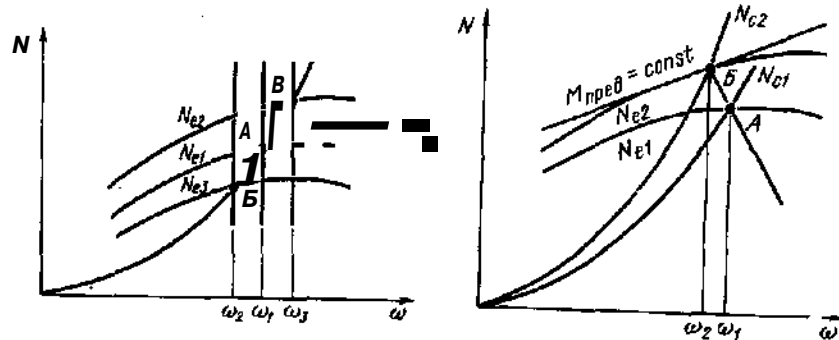


Рис. 63. Изменение положения регуляторной характеристики при воздействии на затяжку пружины задания всережимного регулятора

Если увеличить затяжку пружины задания, что будет соответствовать смещению регуляторной характеристики из положения ω_1 в положение ω_3 (рис. 63), усилие пружины окажется больше центробежной силы грузов. В результате этого произойдет перемещение муфты чувствительного элемента и топливоподача в двигатель будет увеличиваться. Новый установившийся режим наступит в точке *Б*, соответствующей новому скоростному режиму ω_3 и частичной характеристике эффективной мощности N_{c2} .

Рис. 64. Всережимный способ регулирования с ограничением топливоподачи по предельному крутящему моменту

В соответствии с этим способом, если нагрузка возрастет на величину большую, чем N_{c2} , регулятор не сможет увеличить подачу топлива в двигатель выше значения, соответствующего граничной линии $M_{пред}$, несмотря на уменьшение угловой скорости до значения ниже ω_2 . Таким образом, при всережимном способе регулирования с ограничением топливоподачи в случае малых и номинальных нагрузок режимы работы двигателя будут соответствовать точкам, принадлежащим регуляторной характеристике. При больших нагрузках точки рабочих режимов будут находиться на частичной характеристике эффективной мощности N_{c2} , соответствующей ограниченной топливоподаче по предельному крутящему моменту $M_{пред} = \text{const}$.

В зависимости от способа воздействия на регулирующий орган все регуляторы подразделяют на регуляторы прямого действия, если чувствительный элемент кинематически непосредственно связан с регулирующим органом, и на регуляторы непрямого действия, если в регуляторе имеется усилитель, обеспечивающий усиление передачи воздействия от чувствительного элемента к регулирующему органу.

В регуляторах скорости прямого действия чувствительные элементы должны развивать значительные усилия, необходимые для перестановки топливной рейки дизелей. Поэтому регуляторы прямого действия обычно устанавливают на двигателях малой и средней мощности, не требующих высокой точности регулирования и больших перестановочных усилий топливных реек.

Регуляторы скорости непрямого действия используются для автоматизации мощных судовых дизелей и газовых турбин. Они способны развивать необходимую мощность благодаря использованию сервомоторов, которые могут быть гидравлическими, пневматическими и электрическими.

Регуляторы непрямого действия в зависимости от вида обратной связи разделяют на астатические, не имеющие обратной связи, статические и издромные, в которых используется соответственно жесткая и издромная (гибкая) обратная связь.

§ 23. РЕГУЛЯТОРЫ СКОРОСТИ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

Регуляторы скорости прямого действия отличаются простотой принципа действия и конструкции. На рис. 65 представлена принципиальная схема регулятора, работающего совместно с дизелем. При нарушении установившегося режима вследствие уменьшения нагрузки двигателя произойдет увеличение угловой скорости приводного вала и центробежной силы грузов, под действием которой муфта будет перемещаться влево, преодолевая усилие задающей пружины. В результате этот рычаг будет поворачиваться вокруг опоры по часовой стрелке, перемещая топливную рейку на уменьшение подачи топлива в двигатель. При увеличении нагрузки работа регулятора будет происходить аналогично, но в противоположном направлении.

Управление автоматизированным двигателем производится путем воздействия на тягу, которая изменяет с помощью рычага затяжку пружины

задания чувствительного элемента (см. рис. 63). Любое равновесное положение муфты регулятора скорости определяется условием статического равновесия действующих на нее сил: восстанавливающей E и поддерживающей P

$$E - P = 0. \quad (150)$$

Восстанавливающая сила, приведенная к оси движения муфты, складывается из сил тяжести грузов, муфты, рычагов и силы упругости пружины. Значение восстанавливающей силы зависит от положения муфты z при определенной предварительной затяжке пружины F_1 :

$$E = f(z). \quad (151)$$

Поддерживающей силой является приведенная к оси муфты центробежная сила грузов

$$P = m r \omega^2, \quad (152)$$

где m - масса грузов; r - расстояние от центра тяжести груза до оси вращения.

Уравнению статического равновесия (150) соответствуют точки пересечения статических характеристик $E = f(z)$ и $P = f(\omega)$, представленных на рис. 66. Для каждой предварительной деформации пружины F можно построить характеристики $z = f(\omega)$, называемые равновесными кривыми. Равновесные кривые центробежного чувствительного элемента в силу зависимости поддерживающей силы от квадрата угловой скорости имеют нелинейный характер, что затрудняет управление двигателем.

Применяя пружины с переменной жесткостью, удастся добиться необходимой прямолинейности характеристики $z = f(\omega)$ в ее рабочей зоне

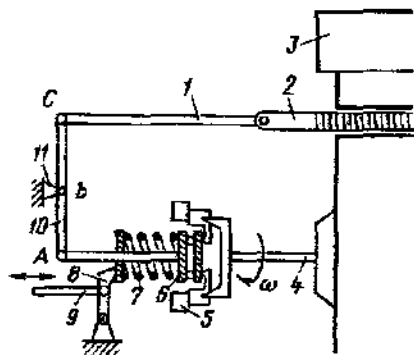


Рис. 65. Принципиальная схема регулятора скорости прямого действия: 1 - тяга, воздействующая на топливную рейку; 2 - топливная рейка; 3 - двигатель; 4 - приводной вал; 5 - центробежные грузы; 6 - муфта; 7 - задающая пружина; 8 и 9 - соответственно рычаг и тлга, изменяющие затяжку пружины задания; 10 - рычаг; Л - опора рычага

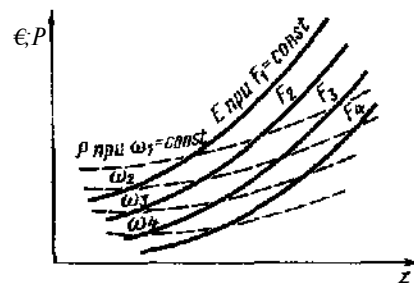


Рис. 66. Статические характеристики восстанавливающей силы E и поддерживающей силы P центробежного чувствительного элемента

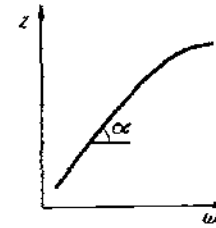


Рис. 67. Зависимость положения муфты от угловой скорости центробежных грузов

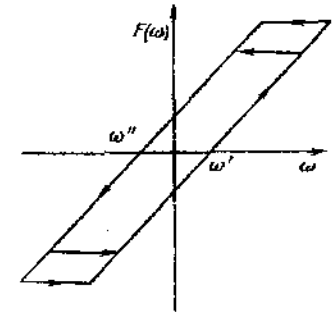


Рис. 68. Нелинейная статическая характеристика центробежного чувствительного элемента

(рис. 67). Тангенс угла наклона линейного участка этой кривой определяет коэффициент усиления K_x в уравнении чувствительного элемента

$$2 = X_{11} \omega, \quad (153)$$

где $K_x = \text{tg} \alpha$.

Однако статическая характеристика центробежного чувствительного элемента имеет нелинейный вид еще и по причине ее неоднозначности вследствие наличия люфтов и сухого трения в кинематических парах (рис. 68). При увеличении угловой скорости муфта начинает страгиваться при значении ω' , т.е. после того, как будут выбраны люфты в соединениях и преодолено сухое трение. Если произойдет уменьшение угловой скорости, то муфта начнет двигаться в противоположную сторону после того, как угловая скорость уменьшится до значения ω'' .

В нелинейном виде уравнение чувствительного элемента

$$z = F(\omega). \quad (154)$$

Нелинейность этого вида отрицательно влияет на качество автоматического регулирования, поэтому чувствительные элементы надо изготовлять с высокой точностью. Точность работы регулятора определяется степенью его нечувствительности

$$\varepsilon = \Delta \omega_{\text{н}} / \omega_{\text{н}}, \quad (155)$$

где $\Delta \omega_{\text{н}}$ - диапазон изменения угловой скорости, называемой зоной нечувствительности, при котором регулятор не вступает в действие.

В зависимости от степени нечувствительности регуляторы скорости подразделяются на четыре класса точности. Регуляторы первого и второго классов имеют степень нечувствительности 0,2%, третьего - 0,3% и четвертого класса - 0,5%.

В связи с тем что регуляторы скорости прямого действия должны обладать определенной мощностью перестановочного воздействия на рейки топливных насосов, они имеют достаточно большие центробежные грузы. Поэтому уравнение чувствительного элемента представляю в бо-

лее сложном виде, учитывая влияние на его динамические свойства массы центробежных грузов и силы вязкого трения сопрягающихся поверхностей,

$$T_m^2 \frac{d^2 z}{dt^2} + T_{\text{тр}} \frac{dz}{dt} + z = K_1 \omega, \quad (156)$$

где T^{\wedge} и $T_{\text{тр}}$ - постоянные времени, определяющиеся соответственно массой грузов и вязким трением.

Воздействие муфты чувствительного элемента на топливную рейку зависит от коэффициента передачи (усиления), определяемого как отношение плеч рычага IO (см. рис. 65): $K_2 = AB:BC$.

Уравнение передачи

$$h = K_2 \omega. \quad (157)$$

В результате совместного решения уравнений (156) и (157) можно получить уравнение регулятора скорости прямого действия

$$T_m^2 \frac{d^2 h}{dt^2} + T_{\text{тр}} \frac{dh}{dt} + h = K_2 K_1 \omega, \quad (158)$$

где $K_p = K_1 K_2$ - коэффициент усиления регулятора.

Регулятор скорости и двигатель образуют замкнутую систему автоматического регулирования, функциональная схема которой показана на рис. 69.

Анализируя совместную работу регулятора скорости прямого действия и двигателя, следует указать на важное обстоятельство, заключающееся в том, что в соответствии с принципом действия регулятора после окончания процесса регулирования не происходит восстановления точно заданного значения угловой скорости ω_p соответствующего предварительной деформации F ; пружины.

Действительно, если произошло нарушение установившегося режима работы двигателя в результате изменения нагрузки, регулятор будет воздействовать на топливрегулирующий орган, стремясь восстановить заданный скоростной режим. По окончании процесса регулирования наступит новый установившийся режим, которому будет соответствовать новое положение топливной рейки и, очевидно, новое положение кинематически связанной с ней муфты чувствительного элемента. При этом расстояние между крайними витками пружины задания и, следовательно, ее затяжка F_j изменятся в процессе работы регулятора. Поэтому новым установившимся режимам в точках B и B (см. рис. 15) будут соответствовать значения угловой скорости ω_2 и ω_3 , отличающиеся от заданного значения ω_1 на значение неравномерности Q , $Q = \omega_2 - \omega_3$ и $\omega_1 = \frac{\omega_2 + \omega_3}{2}$.

Если изменениям нагрузки двигателя соответствуют максимальные изменения мощности сопротивления и крайние смещения винтовой характеристики N_{c2} и N_{c1} (рис. 70), то неравномерность также будет иметь максимальные значения. При этом новым установившимся режимам в точках B и B будут соответствовать минимальное ω_{min} и максимальное ω_{max} зна-

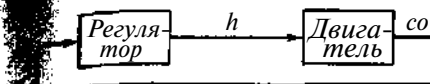


Рис. 69. Система автоматического регулирования скорости

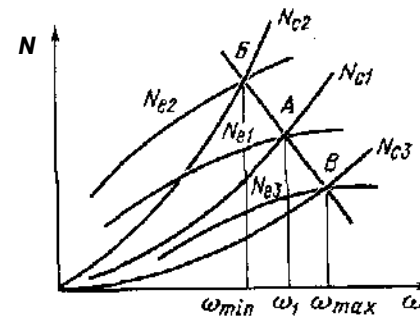


Рис. 70. Статические характеристики совместной работы двигателя с регулятором скорости при максимальных изменениях мощности

чения угловой скорости, которые определяют степень неравномерности регулятора (в %),

$$\delta = \frac{\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}}{\omega_{\text{cp}}} \cdot 100, \quad (159)$$

где ω_{min} - значение угловой скорости при минимальной нагрузке двигателя; ω_{max} - значение угловой скорости при максимальной нагрузке двигателя; ω_{cp} - среднее значение угловой скорости $[\omega_{\text{cp}} = (\omega_{\text{max}} + \omega_{\text{min}})/2]$.

Степень неравномерности δ определяет наклон регуляторной характеристики (рис. 70). Она зависит от коэффициента передачи K_2 и коэффициента усиления K , чувствительного элемента.

Регуляторы угловой скорости прямого действия судовых двигателей имеют степень неравномерности в пределах 10-12%. Значение степени неравномерности зависит от угловой скорости. При переходе двигателя с режима полного хода на режимы малых ходов степень неравномерности регулятора прямого действия увеличивается.

§ 24. РЕГУЛЯТОРЫ СКОРОСТИ НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

В качестве усилителей регуляторов скорости непрямого действия получили широкое распространение гидравлические сервомоторы, которые обладают рядом преимуществ по сравнению с сервомоторами других типов. К этим преимуществам следует отнести высокую скорость срабатывания, возможность мгновенной остановки поршня в любом его положении, большую мощность переставочного воздействия на регулирующий орган, отсутствие необходимости в смазывании, конструктивную простоту и надежность действия.

На рис. 71 показаны основные типы гидравлических сервомоторов. Управляет движением поршня золотник, связанный с центробежным чувствительным элементом. Кроме того, в регулятор непрямого действия входят вспомогательные устройства, снабжающие усилитель рабочей средой с постоянным давлением.

Астатический регулятор (рис. 72) не получил применения для автоматизации судовых двигателей, однако рассмотреть его необ-

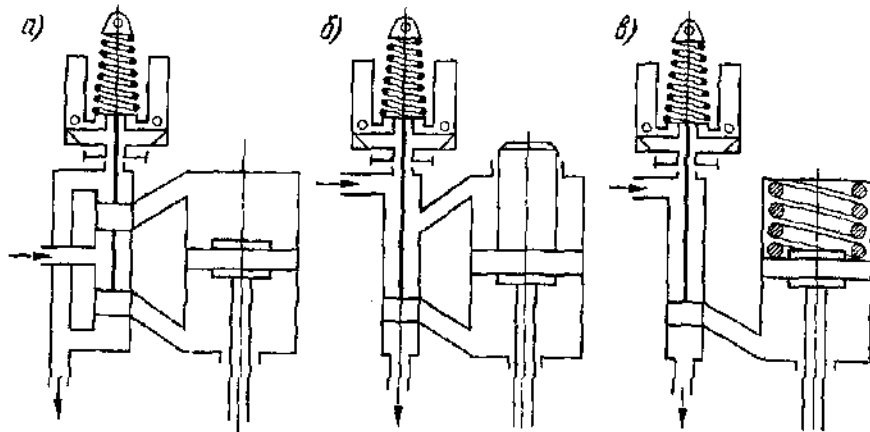


Рис. 71. Схемы автоматических регуляторов скорости с гидравлическими сервомоторами льюного действия (а), с дифференциальным поршнем (б), простого действия (в)

ходимо для последующего сравнения с более сложными регуляторами статического и изодромного типов.

При изменении угловой скорости муфта чувствительного элемента перемещает управляющий золотник, который откроет доступ масла высокого давления в одну из полостей сервомотора. Под действием сервопоршня топливная рейка изменяет топливopодачу в двигатель, восстанавливая заданную угловую скорость. Окончанию процесса регулирования соответствуют остановка сервопоршня, возврат золотника и муфты в исходное положение. При этом расстояние между крайними витками пружины задания останется прежним. Поэтому в новом установившемся режиме будет точно заданное значение угловой скорости. Таким образом, астатический регулятор обеспечивает работу двигателя по вертикальной регуляторной характеристике (см. рис. 62).

Функциональная схема астатического регулятора (рис. 73) состоит из двух звеньев: чувствительного элемента ЧЭ и сервомотора СМ. (Уравнение чувствительного элемента было получено в § 23.) Зависимость $h = f(z)$ сервомотора имеет неопределенный характер, так как любому перемещению золотника соответствует полный ход сервопоршня. Поэтому уравне-

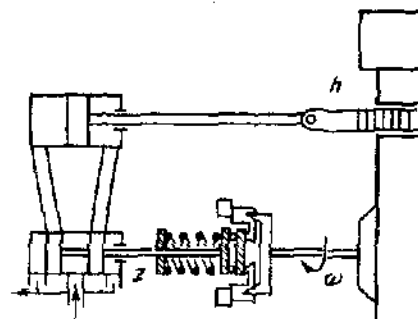


Рис. 72. Принципиальная схема астатического регулятора

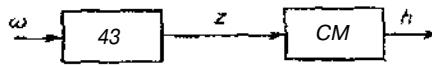


Рис. 73. Функциональная схема астатического регулятора

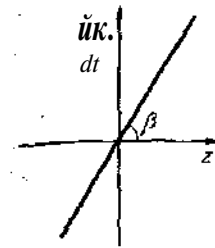


рис. 74. Статическая характеристика сервомотора

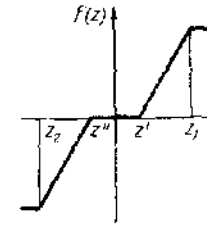


Рис. 75. Нелинейная статическая характеристика сервомотора



Рис. 76. Принципиальная схема статического регулятора

ние сервомотора представляют в соответствии с зависимостью скорости перемещения сервопоршня от перемещения золотника:

$$T_c \frac{dh}{dt} = z, \quad (160)$$

где T_c — постоянная времени сервомотора.

В данном случае постоянная времени T_c определяется как величина, обратная коэффициенту усиления сервомотора K_s , который равняется тангенсу угла наклона статической характеристики сервомотора (рис. 74). Уравнение (160) можно представить в интегральном виде

$$h = K_s \int z(t) dt. \quad (161)$$

Поэтому сервомотор называют интегральным звеном, а астатический регулятор — интегральным регулятором, или сокращенно И-регулятором.

Статическая характеристика сервомотора в действительности имеет нелинейный характер (рис. 75), так как для страгивания поршня необходимо обеспечить перепад давлений в полостях сервомотора, соответствующий смещению золотника z' или l' .

После полного открытия золотником окон z_2 или z_1 поршень начинает двигаться с постоянной скоростью. Эту нелинейность называют нелинейностью типа зоны нечувствительности и ограниченной мощности. Уравнение сервомотора в нелинейном виде

$$dh/dt = F(z). \quad (162)$$

Наличие в системе нелинейности типа зоны нечувствительности и ограниченной мощности снижает точность регулирования, однако способствует повышению устойчивости системы, так как оказывает демпфирующее действие.

Статический регулятор. Этот регулятор отличается от астатического наличием жесткой обратной связи, которая независимо от конструкции осу-

ществляет обратно пропорциональное воздействие сервомотора на пружину задания чувствительного элемента.

Принцип действия статического регулятора скорости состоит в следующем (рис. 76). При уменьшении нагрузки двигателя и увеличении угловой скорости центробежных грузов произойдет смещение муфты, нижнего конца *A* рычага обратной связи и управляющего золотника влево. В результате этого поршень сервомотора начнет двигаться вправо, уменьшая подачу топлива в двигатель. Одновременно верхний конец *C* рычага обратной связи будет перемещаться вправо, возвращая управляющий золотник в исходное положение. Процесс регулирования закончится, когда золотник вернется в среднее положение и сервопоршень остановится.

При этом нижний конец *A* рычага обратной связи и муфта чувствительного элемента окажутся в положении, отличном от исходного. Новому установившемуся режиму будет соответствовать большая затяжка пружины задания и более высокая угловая скорость вала двигателя, чем в исходном установившемся режиме.

Если установившийся режим будет нарушен в результате увеличения нагрузки двигателя, то работа регулятора будет протекать аналогично, но в противоположном направлении. После окончания процесса регулирования в новом установившемся режиме угловая скорость вала двигателя будет меньше, чем в исходном установившемся режиме.

Таким образом, статический регулятор обеспечивает работу двигателя по наклонной регуляторной характеристике (см. рис. 15 и 70), что позволяет существенно уменьшить перегрузки и недоиспользование мощности двигателя по сравнению с его работой по вертикальной регуляторной характеристике.

Функциональная схема статического регулятора скорости дана на рис. 77. В отличие от функциональной схемы астатического регулятора на ней показаны сумматор и жесткая обратная связь ЖОС, уравнение которых можно представить следующим образом:

$$\phi = bz f(a+b) - ah / (a+b). \quad (163)$$

При другой конструкции статического регулятора (муфта и золотник имеют общий шток) уравнение сумматора

$$\psi = z \frac{a}{b} h. \quad (164)$$

Если в уравнениях (163) и (164) принять $\psi = 0$ и полученные выражения записать относительно координаты 2, то коэффициенты при координате *h* будут коэффициентами жесткой обратной связи $K_{ос} = a/b$. Коэффициент жесткой обратной связи $K_{ос}$ определяет наклон регуляторной характеристики и степень неравномерности регулятора.

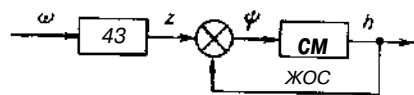


Рис. 77. Функциональная схема статического регулятора

В результате действия жесткой обратной связи обеспечивается пропорциональная зависимость между положением поршня сервомотора и положением муфты чувствительного элемента регулятора на различных установившихся режимах работы двигателя. Поэтому статические регуляторы называют пропорциональными регуляторами или сокращенно П-регуляторами.

В соответствии с функциональной схемой и ранее полученными уравнениями математическое описание статического регулятора скорости можно представить следующим образом:

уравнение центробежного чувствительного элемента с учетом вязкого трения

$$T_{тр} \frac{dz}{dt} + z = K_{a\psi};$$

уравнение сервомотора

$$T_c \frac{dh}{dt} = \psi; \quad (165)$$

уравнение сумматора

$$\psi = z - K_{ос} h.$$

Издормный регулятор. На принципиальной схеме издормного регулятора скорости (рис. 78) в цепи обратной связи имеется издормное устройство *И*, состоящее из цилиндра с поршнем и дроссельного клапана *K*. Цилиндр издормы жестко соединен со штоком сервомотора, а поршень издормы шарнирно связан с верхним концом рычага обратной связи *ABC*, на который действует пружина *П* издормы. Полости издормы сообщаются между собой через регулируемое проходное сечение дроссельного клапана.

Работает издормный регулятор следующим образом. Если нагрузка двигателя уменьшится и произойдет увеличение угловой скорости приводного вала чувствительного элемента, муфта и управляющий золотник сместятся влево, а поршень сервомотора начнет двигаться вправо, уменьшая подачу топлива в двигатель. Одновременно с поршнем сервомотора будет перемещаться цилиндр издормы. Вследствие малой площади проходного сечения дроссельного клапана масло не будет успевать перетекать из одной полости издормы в другую, поэтому поршень издормы будет двигаться вместе с его цилиндром. На этом этапе издормный

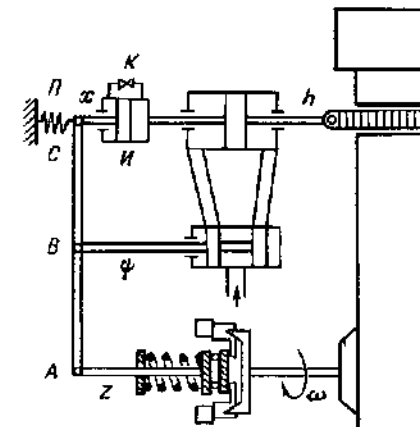


Рис. 78. Принципиальная схема издормного регулятора

регулятор работает аналогично статическому, т.е. обратная связь осуществляет выключающее воздействие на золотник, возвращая его в среднее положение и прекращая движение поршня сервомотора.

Однако на этом работа изодромного регулятора не заканчивается, так как теперь растянувшаяся пружина изодрома перемещает поршень изодрома влево по мере перетекания масла из левой полости изодрома в правую часть через дроссельный клапан. Это движение поршня изодрома будет происходить до тех пор, пока пружина изодрома не вернется в исходное положение, т.е. ее усилие не станет равным нулю. В результате этого может произойти новое открытие окон золотников и дополнительное перемещение поршня сервомотора на уменьшение подачи топлива. Процесс регулирования закончится, когда пружина изодрома и управляющий золотник (точки *C* и *B*) вернутся в исходное положение. При этом в исходном положении окажутся рычаг обратной связи *ABC* и муфта чувствительного элемента. Поэтому в новом установившемся режиме затяжка пружины задания останется прежней и угловая скорость вала двигателя будет равна заданной.

При увеличении нагрузки двигателя и уменьшении угловой скорости его вала изодромный регулятор будет действовать аналогично, но в противоположном направлении. В новом установившемся режиме с увеличенной подачей топлива угловая скорость будет равна также заданному значению. Таким образом, изодромный регулятор обеспечивает работу двигателя по вертикальной регуляторной характеристике.

Уравнение движения изодрома можно представить в соответствии с принципом д'Аламбера

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + R_{np} x = I_{mp} \omega \quad (166)$$

где m - масса поршня изодрома; x - перемещение поршня изодрома; I_{mp} - сила сопротивления движению поршне изодрома; R_{np} - усилие пружины изодрома.

Сила сопротивления движению поршня изодрома при данной площади проходного сечения дроссельного клапана зависит от разности скоростей перемещения поршня сервомотора и поршня изодрома, а также от коэффициента вязкого трения K_{np} :

$$R_{np} = K_{np} \left(\frac{dh}{dt} - \frac{dx}{dt} \right) \quad (167)$$

Усилие пружины изодрома

$$R_{np} = f_{np} x, \quad (168)$$

где f_{np} - жесткость пружины.

Пренебрегая массой поршня изодрома, после подстановки в уравнение (166) выражений (167), (168) для R_{np} и R_{np} , а также после некоторых преобразований получим уравнение изодрома

$$T_n \frac{dx}{dt} + x = K_n \frac{dh}{dt}, \quad (169)$$

где T_n и K_n - соответственно время и коэффициент усиления изодрома.

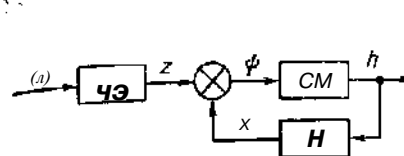


Рис. 79. Функциональная схема изодромного регулятора

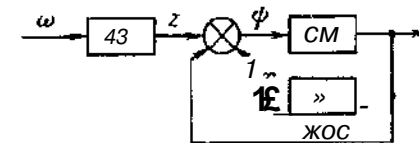


Рис. 80. Функциональная схема регулятора с двумя обратными связями

Время изодрома T_k регулируется путем изменения площади проходного сечения дроссельного клапана.

В соответствии с функциональной схемой (рис. 79) и ранее полученными уравнениями математическое описание изодромного регулятора скорости можно представить следующим образом:

уравнение центробежного чувствительного элемента как безынерционного звена

$$z = K_1 \omega;$$

уравнение сервомотора

$$T_c \frac{dh}{dt} = \psi; \quad (170)$$

уравнение изодрома

$$T_n \frac{dx}{dt} + x = K_n \frac{dh}{dt};$$

уравнение сумматора

$$\psi = z - x.$$

Анализируя работу изодромного регулятора, следует заметить, что воздействие обратной связи на чувствительный элемент в конце процесса регулирования ликвидируется в результате перемещения поршня изодрома под действием пружины в исходное положение. Поэтому изодромную обратную связь называют исчезающей, или гибкой. Таким образом, в процессе регулирования изодромный регулятор в начале переходного процесса действует как пропорциональный, а в конце-как интегральный, что дает основание считать его пропорционально-интегральным, или сокращенно ПИ-регулятором.

Изодромные регуляторы скорости получили широкое применение для автоматизации судовых двигателей, так как они обеспечивают высокие динамические качества системы автоматического регулирования.

Стремясь обеспечить работу главных двигателей и двигателей генераторов по наклонным регуляторным характеристикам для уменьшения перегрузок и обеспечения возможности параллельной работы, изодромные регуляторы, кроме гибкой обратной связи, часто снабжают жесткой обратной связью.

Уравнение сумматора с двумя обратными связями в соответствии с функциональной схемой изодромного регулятора, представленной на рис. 80,

$$\Psi = z - x - K_{oc}h.$$

(171)

§ 25. УСТОЙЧИВОСТЬ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

Любая система автоматического регулирования характеризуется переходным процессом, возникающим при действии на нее возмущающих факторов. Основной динамической характеристикой системы является ее устойчивость.

Системы автоматического регулирования работают устойчиво, если при нарушении заданного установившегося режима регулятор обеспечивает его восстановление. Устойчивая система характеризуется сходящимися переходными процессами, а неустойчивая - расходящимися или незатухающими переходными процессами. Поэтому система считается устойчивой, если корни характеристического уравнения исследуемой системы являются отрицательными действительными или комплексными сопряженными с отрицательной действительной частью.

Наличие хотя бы одного положительного корня или положительной действительной части одной из пар комплексных сопряженных корней делает систему неустойчивой.

Вычисление корней характеристических уравнений является сложной и громоздкой задачей, поэтому для исследования устойчивости автоматических систем применяют специально разработанные критерии устойчивости.

Диаграмма Вышнеградского. Основоположник теории автоматического регулирования И. А. Вышнеградский исследовал динамику двигателя с регулятором скорости прямого действия, которая описывается дифференциальным уравнением третьего порядка и соответствует характеристическому уравнению следующего вида:

$$ap^3 + af + ap + a_3 = 0. \quad (172)$$

Делим уравнение (172) на коэффициент a_3 введением новой переменной $y = \frac{a_0}{-p}$ И. А. Вышнеградский привел это уравнение к двухпараметрическому виду:

$$y^3 + Ay^2 + By + 1 = 0,$$

$$\text{где } A = \frac{-5J^2}{\sqrt{a_0 a_2}}; \quad B = \frac{a_2}{\sqrt{a_0 a_3^2}}.$$

104 Устойчивость объектов автоматического регулирования рассмотрена в § 2.

Г. Используя критерий Рауса - Гурвица, он получил следующее условие устойчивости для уравнения (173):

$$AB - 1 > 0 \quad (174)$$

при $A > 0$ и $B > 0$.

И. А. Вышнеградским была построена в координатах A и B диаграмма (рис. 81), на которой нанесены линии границы устойчивости в соответствии с уравнением $AB = 1$ и границы аperiodических переходных процессов, соответствующих уравнению

$$A^2 B^2 - 4(L^3 + B^3) + 18LB - 27 = 0.$$

Для расчета устойчивости исследуемой системы третьего порядка необходимо определить численные значения параметров Вышнеградского A и B , затем произвести проверку в соответствии с условием (174).

Критерий устойчивости Михайлова. В 1938 г. А. В. Михайловым был предложен частотный критерий устойчивости, который отличается простотой и наглядностью.

Пусть характеристическое уравнение системы имеет вид

$$F(p) = p^n + C_{n-1}p^{n-1} + \dots + C_1 p + C_0 = 0. \quad (175)$$

Многочлен $F(p)$ может быть разложен на множители $F(p) = (p - P_1)(p - P_2)\dots(P - P_n)$ корни характеристического уравнения (175).

Как известно, при замене p на величину $j\omega$ корни характеристического уравнения могут быть представлены в виде точек на комплексной плоскости или в виде векторов, начало которых лежит в начале координат, а концы - в указанных точках, но тогда и многочлен $F(j\omega)$ представляет собой вектор, модуль которого равен произведению модулей элементарных векторов $(j\omega - p_i)$, а аргумент - сумма аргументов отдельных векторов.

При изменении угловой скорости ω от 0 до $+\infty$ каждый вектор $(j\omega - p_i)$ корня, лежащего слева от мнимой оси, повернется на угол $+\pi$, а вектор корня, расположенного справа от мнимой оси, - на угол $-\pi$.

Пусть уравнение (175) имеет m корней в правой полуплоскости и, следовательно, $(n-m)$ корней в левой. Тогда при изменении угловой скорости от 0 до $+\infty$ вектор $F(j\omega)$ повернется на угол $(n-m)\pi - m\pi = (n-2m)\pi$.

Если все корни лежат слева от мнимой оси, то $m = 0$ и вектор $F(j\omega)$ повернется на угол $n\pi$. Но расположение корней в левой полуплоскости

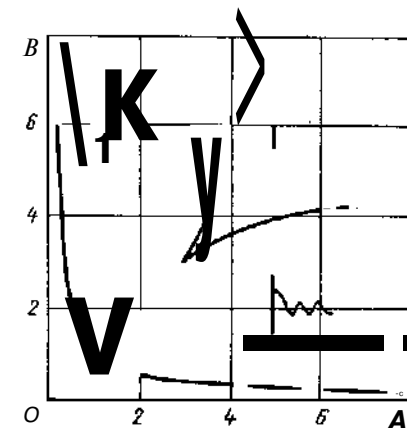


Рис. 81. Диаграмма Вышнеградского

является необходимым и достаточным условием устойчивости. На основании этого можно сформулировать критерий: для того чтобы система была устойчивой, необходимо и достаточно, чтобы при изменении угловой скорости (о от $-iv$ до $+c$ - вектор $F(j\omega)$ повернулся в положительном направлении на угол, равный nn .

Если аргумент вектора будет меньше nn , то система неустойчива. Так как годограф вектора $F(j\omega)$ при изменении ω от $-\infty$ до $+\infty$ представляет собой симметричную кривую, можно судить об устойчивости системы, анализируя одну ее часть для $\omega = 0 \rightarrow +\infty$. При этом в случае устойчивой системы годограф Михайлова $F(j\omega)$ должен последовательно пройти n квадрантов, нигде не обращаясь в нуль.

Порядок исследования устойчивости систем по методу Михайлова сводится к следующему:

- 1) в соответствии с дифференциальными уравнениями системы находят характеристическое уравнение $F(p) = 0$;
- 2) производят подстановку в характеристическое уравнение до вместо p ;
- 3) представляют характеристическое уравнение системы в виде комплексного числа

$$F(j\omega) = *(\langle \cdot \rangle) + L \rangle; \quad (176)$$

4) строят годограф Михайлова $F(j\omega)$, изменяя угловую скорость ω от 0 до $+\infty$;

5) по расположению годографа $F(j\omega)$ определяют устойчивость системы.

Пример. Проверить устойчивость системы автоматического регулирования угловой скорости вала двигателя с изодромным регулятором (рис. 82), которая описывается следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} (T_p + 1)\dot{\psi} &= K, h; & [T_p + 1]\dot{z} &= K_p h; \\ (T_p + 1)\dot{z} &= X_2, c; & \Gamma_p \dot{\psi} &= \psi; \quad \dot{y} = z - x. \end{aligned}$$

Решая совместно систему уравнений, получим характеристическое уравнение

$$T_1 T_2 T_3 T_4 p^4 + [T_1 T_2 (T_2 + T_3) + T_2 T_3 T_4 + K_3 T_1 T_2] p^3 + [T_1 (T_1 + T_2 + T_3) + K_3 T_1 T_2] p^2 + (K_1 + K_2 + K_3 K_2 K_3) p + K_1 K_2 = 0.$$

После подстановки численных значений коэффициентов $T_1 = 1,0$ с; $K_1 = 0,5$; $T_2 = 0,2$ с; $K_2 = 10$; $T_3 = K_3 = 5$ с; $T_4 = 0,1$ с и замены p на $j\omega$ характеристическое уравнение будет иметь следующий вид:

$$0,1\omega^4 - 1,62\omega^3 - 6,62\omega^2 + 30,1\omega + 5 = 0.$$

Разделим полученное уравнение на вещественную $X(\omega) = 0,1\omega^4 - 6,62\omega^2 + 5$ и мнимую части $jY(\omega) = -1,62\omega^3 + 30,1\omega$. Изменяя значения ω от 0 до ∞ , определим $X(\omega)$ и $jY(\omega)$ (табл. 3)

Таблица 3

ω	0	1	2	5	8	9
$X(\omega)$	5	-1,52	-19,88	-98	-9,08	124
$jY(\omega)$	0	28,48	47,24	-52	-588	-910

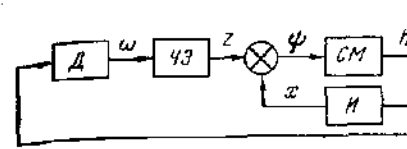


рис. 82. Функциональная схема системы автоматического регулирования угловой скорости вала двигателя с изодромным регулятором

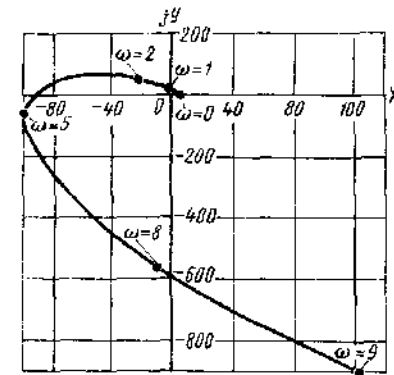


Рис. 83. Годограф Михайлова системы автоматического регулирования

В соответствии с полученными данными построим годограф Михайлова. Как показано на рис. 83, годограф Михайлова проходит в положительном направлении **четыре** квадрата и, следовательно, система автоматического регулирования двигателя с изодромным регулятором работает устойчиво.

Амплитудно-фазовый критерий устойчивости. Этот критерий устойчивости был предложен Найквистом в 1932 г. Положительной особенностью критерия является то, что он позволяет оценить устойчивость замкнутой системы по устойчивости разомкнутой системы, исследование которой проще.

Пусть уравнение разомкнутой системы

$$D(p)x_{\text{разк}} = M(p)Z_{\text{ав}} \quad (177)$$

где $D(p)$ и $M(p)$ -многочлены от p , причем степень многочлена $M(p)$ меньше степени многочлена $D(p)$.

Учитывая условие замкнутости $x_{\text{разк}} = -x_{\text{ав}} = x$, запишем уравнение замкнутой системы

$$[D(p) + M(p)]x = 0. \quad (178)$$

Характеристические уравнения замкнутой и разомкнутой систем соответственно:

$$D(p) + M(p) = 0; \quad (179)$$

$$Z(p) = 0. \quad (180)$$

Как было показано выше при доказательстве критерия Михайлова, многочлены (179) и (180) могут быть представлены как векторы на комплексной плоскости в случае замены p на $j\omega$. Тогда функция

$$K(j\omega) = \frac{D(j\omega) + M(j\omega)}{D(j\omega)} \quad (181)$$

может быть определена как отношение вектора числителя к вектору знаменателя. Следовательно, функция $K(j\omega)$ является вектором, модуль которого равен частному от деления модулей числителя и знаменателя, а аргумент равен разности их аргументов.

Допустим, что система в разомкнутом состоянии устойчива, т.е. все корни характеристического уравнения $D(s) = 0$ лежат слева от мнимой оси, тогда вектор знаменателя функции $K(s)$ повернется в положительном направлении на угол α . Если же и в замкнутом состоянии система устойчива, то вектор числителя выражения (181) также повернется на угол α , так как степени многочленов числителя и знаменателя равны. Но аргумент вектора $K(s)$ равен разности аргументов числителя и знаменателя, следовательно, если система устойчива, то аргумент функции $K(s)$ представляет собой выражение $\alpha - \alpha = 0$.

Таким образом, если известно, что разомкнутая система устойчива и что аргумент вектора $K(s)$ при изменении угловой скорости от $-\infty$ до $+\infty$ равен нулю, можно утверждать, что система устойчива и в замкнутом состоянии. Если же при устойчивой разомкнутой системе аргумент вектора $K(s)$ отличен от нуля, то можно с уверенностью сказать, что замкнутая система будет неустойчивой.

Если предположить, что уравнение, характеризующее разомкнутую систему, имеет k корней в правой полуплоскости, т.е. разомкнутая система неустойчива, то в замкнутом состоянии система может быть устойчива, если аргумент вектора $K(s)$ представляет собой выражение $\alpha - (\alpha - k)\pi + k\pi = 2\pi n$.

Выражение (181) можно представить в следующем виде:

$$K(j\omega) = 1 + W(j\omega), \tag{182}$$

где $W(j\omega) = \frac{M(j\omega)}{D(j\omega)}$ частотная функция разомкнутой системы.

При исследовании устойчивости систем автоматического регулирования удобнее пользоваться функцией $W(j\omega)$ вместо функции $K(s)$. Как следует из выражения (182), для этого надо определить функцию $W(s)$ и сместить начало координат на единицу вправо.

Таким образом, для того чтобы замкнутая система была устойчивой, необходимо и достаточно, чтобы:

- а) при устойчивой разомкнутой системе амплитудно-фазовая частотная характеристика $W(j\omega)$ не охватывала точку с координатами $-jQ$;
- б) при неустойчивой разомкнутой системе характеристика $W(s)$ охватывала точку с координатами -1 — уо столько раз, сколько корней характеристического уравнения разомкнутой системы лежит в правой полуплоскости.

Для построения амплитудно-фазовой характеристики $W(j\omega)$ необходимо определить передаточную функцию разомкнутой системы $W(p)$ и заменить p на $j\omega$. Затем надо выделить выражения для $X(\omega)$ и $jY(\omega)$. Задаваясь значениями ω от 0 до ∞ , следует построить характеристику $W(j\omega)$.

Пример. Проверить устойчивость системы автоматического регулирования жесткую

$$\begin{aligned} (T_1 p + 1)\omega &= K_1 h; \\ z &= K_2 \omega; \\ (T_3 p + 1)x &= K_3 p h; \\ T_4 p h &= \psi; \\ \psi &= z - x - K_{oc} h. \end{aligned}$$

	0	1	3	4	5
$X(\omega)$	10	1,3	+0,084	- 0,084	-0,05
$jY(\omega)$	0	1,95	-1,01	-0,77	-0,33

Передаточная функция разомкнутой системы автоматического регулирования, имеющей звено, охваченное двумя параллельными обратными связями,

$$W(p) = \frac{K_1 K_2 (T_3 p + 1)}{(T_1 p + 1) [X_1 p (T_3 p + 1) + K_{ip} + K_{oc} (T_3 p + 1)]}$$

или после подстановки численных значений коэффициентов

$$T_1 = 1 \text{ с}; K_1 = 0,5; K_2 = 10; T_3 = K_3 = 5 \text{ с};$$

$T_4 = 0,1 \text{ с}; K_{oc} = 0,5$ и некоторых преобразований

$$W(p) = \frac{25p + 5}{0,5p^3 + 8Дp^2 + 8,1p + 0,5}$$

Заменим p на $j\omega$, тогда

$$W(j\omega) = \frac{25/j\omega + 5}{-0,5j\omega^3 - 8Д\omega^2 + 8,1j\omega + 0,5}$$

Избавимся от мнимых членов в знаменателе:

$$W'(j\omega) = \frac{(25j\omega + 5) [(8Д/\omega - 0,5j\omega^3) - (0,5 - 8,1\omega^2)]}{[(8,1/\omega - 0,5/\omega^3) + (0,5 - 8Д\omega^2)] [(8,170 - 0,5/\omega^3) - (0,5 - 8Д\omega^2)]}$$

Определим выражения для действительной и мнимой частей:

$$X(\omega) = \frac{-12,5\omega^4 + 161,5\omega^2 + 2,5}{0,25\omega^6 + 57,9\omega^4 + 57,9\omega^2 + 0,25}; \quad jY(\omega) = \frac{-199,5/\omega^3 - 28/\omega}{0,25(\omega^6 + 57,9\omega^4 + 57,9\omega^2 + 0,25)}$$

Задаваясь значениями ω от 0 до ∞ , построим на комплексной плоскости амплитудно-фазовую характеристику по данным табл. 4.

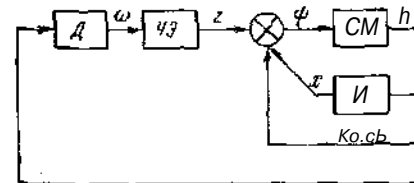


Рис. 84. Функциональная схема системы автоматического регулирования угловой скорости вала дизеля с регулятором, имеющим две обратные связи

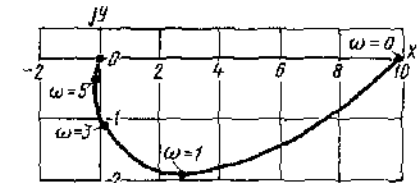


Рис. 85. Амплитудно-фазовая характеристика разомкнутой системы автоматического регулирования

Как следует из рис. 85, амплитудно-фазовая характеристика разомкнутой системы автоматического регулирования не охватывает точку с координатами $-1/j\omega$, и потому замкнутая система устойчива.

Обобщенный метод определения устойчивости (D-разбиение). Метод был предложен в 1940 г. А. А. Соколовым, а затем в 1948 г. развит Ю. И. Неймарком. Этот метод обобщает рассмотренные выше критерии устойчивости [19]. Положительной особенностью метода является то, что он позволяет с помощью построения лишь одной кривой определить область значений заданного параметра, при которых система устойчива.

Сущность метода D-разбиения заключается в следующем. Пусть необходимо определить область значений параметра B , соответствующих устойчивой системе,

$$P(p) + BS(p) = 0, \quad (183)$$

Найдем величину B из уравнения (183): $B = -P(p)/S(p)$. Сделаем подстановку co вместо p , тогда B можно представить в виде комплексного числа:

$$B(j\omega) = X(\omega) + jY(\omega), \quad (184)$$

С помощью этого выражения можно построить границу D-разбиения в плоскости интересующего нас параметра B . Так как произведена подстановка $p=j\omega$, очевидно, что кривая D-разбиения есть отображение мнимой оси комплексной плоскости корней p на комплексной плоскости параметра B . Параметр B представляется в виде комплексного числа, причем значение $X(\omega)$ характеризует его действительную величину. Придавая со различные значения, можно получить кривую концов вектора $B(j\omega)$, которая будет определять границу D-разбиения. Поскольку кривые для $co = +\omega$ и $co = -\omega$ симметричны, можно строить одну лишь половину кривой при изменении co в положительном интервале, а вторую половину дополнить зеркальным отображением (рис. 86).

Уравнение (184) было получено при условии, что $p = j\omega$, т.е. что уравнение имеет один мнимый корень. Следовательно, точки на плоскости, лежащие на кривой D-разбиения, соответствуют такому значению комплексного параметра, при котором один корень характеристического уравнения системы лежит на мнимой оси комплексной плоскости корней.

Очевидно, что при переходе через границу D-разбиения этот корень пересекает мнимую ось комплексной плоскости корней. Направление, по которому корень пересекает мнимую ось, может быть определено с помощью штриховки кривой D-разбиения, проводимой согласно правилу, предложенному Неймарком. Если при изменении co от 0 до -1 заштриховать левую сторону кривой, а при изменении co от 0 до $+\infty$ правую, то переход из незаштрихованной области плоскости D-разбиения в заштрихованную соответствует передвижению одного корня из правой полуплоскости корней в левую.

При переходе из заштрихованной области в незаштрихованную указанный корень будет пересекать мнимую ось комплексной плоскости корней в противоположном направлении. Поскольку корни характеристического уравнения могут переходить из одной полуплоскости корней ПО

в ДРУГУЮ лишь ПРИ изменении значений параметра, соответствующих переходу через границу D-разбиения, можно утверждать, что если какая-нибудь точка заштрихованной области определяет устойчивую систему, то и все остальные точки этой области соответствуют также устойчивой системе. Можно сказать с уверенностью, что незаштрихованная область соответствует неустойчивой системе.

Однако такое определение устойчивости системы необходимо еще подтвердить. Для этого следует проверить любую точку заштрихованной области на устойчивость, используя один из рассмотренных выше критериев.

Параметр B по своей физической сущности является вещественной величиной, поэтому следует рассматривать D-разбиение лишь действительной оси $X(\infty)$. Значение B , соответствующее точке пересечения кривой D-разбиения с осью $X(\infty)$, подтверждает то, что уравнение системы имеет один нулевой корень.

При необходимости можно построить границу D-разбиения плоскости двух параметров. Однако этот метод не получил широкого распространения из-за громоздкости вычислений, особенно при исследовании сложных систем автоматического регулирования.

Порядок применения обобщенного метода D-разбиения при исследовании устойчивости состоит в следующем:

1) выделяют интересующий параметр и представляют характеристическое уравнение в виде выражения (183);

2) делают подстановку $p = j\omega$ и определяют параметр B в соответствии с выражением (184);

3) изменяя co от 0 до $+\infty$, строят кривую D-разбиения, вторую половину кривой для $co = -\omega$ получают как зеркальное отображение первой;

4) штрихуют кривую D-разбиения: двигаясь от $co = 0$ к $co = +\infty$, штрихуют левую сторону, а двигаясь от $co = 0$ к $co = -\infty$, правую;

5) с помощью какого-либо критерия определяют устойчивость любой точки заштрихованной области. Если система окажется устойчивой, то все остальные точки этой области соответствуют устойчивому движению системы автоматического регулирования.

Пример. Определить область значений коэффициента усиления чувствительного элемента $K_{\text{сч}}$, соответствующую устойчивому движению, и выяснить влияние на

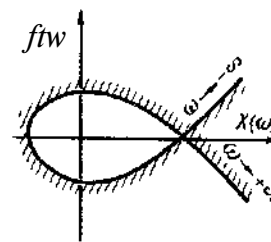


Рис. 86. Симметричные кривые границы D-разбиения

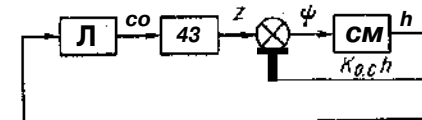


Рис. 87. Функциональная схема системы автоматического регулирования угловой скорости вала двигателя с пропорциональным регулятором

устойчивость постоянной времени T двигателя при $K_2 = 12$ для системы, соответствующей функциональной схеме, представленной на рис. 87, и следующей системе уравнений:

$$(T_1 p + 1)\omega = K_1 h;$$

$$(T p + 1)z = K_2 \omega;$$

$$T_{sp} I = \Psi;$$

$$\Psi = z - K_{oc} h.$$

Построим сначала Д-разбиение плоскости параметра K_2 . Из уравнения свободных движений замкнутой системы автоматического регулирования $X(p) + i(T_1 p + 1)(T p + 1)(T_3 p + K_{oc}) + K_1 K_2 = 0$ находим:

$$\frac{(T_1 p + 1)(T p + 1)(T_3 p + K_{oc})}{K_2}$$

Делая подстановку $p = j\omega$ и численных значений коэффициентов $K_1 = 1$; $T_1 = 0,5$ с; $T_2 = 0,1$ с; $T_3 = 1$ с; $K_{oc} = 1$, получаем:

$$K_2 = 0,05\omega^3 + 0,65\omega^2 - 1,67\omega - 1,$$

откуда $K_2(j\omega) = \text{ЛП}(\omega) + j\text{T}(\omega) = 0,65\omega^2 - 1 + j(0,05\omega^3 - 1,67\omega)$.

Определяем $\text{Re} jY(j\omega)$ для различных значений ω от 0 до ∞ по данным табл. 5 и производим построение кривой Д-разбиения параметра K_2 (рис. 88). Проверяем какую-либо точку вещественной оси заштрихованной области на устойчивость, например точку $0, j0$, для которой уравнение системы и корни будут соответственно: $(0,5p + 1)(0,1p + 1)(p + 1) = 0$; $p_1 = -2$; $p_2 = -10$; $p_3 = -1$. Так как все корни отрицательные, эта точка соответствует устойчивому движению и, следовательно, вся заштрихованная область является устойчивой. Таким образом, значения K_2 , лежащие в интервале от 0 до 19,8, соответствуют устойчивой системе (отрицательные значения K_2 лишены смысла). Для того чтобы убедиться, что величина $K_2 = 19,8$ является критическим значением коэффициента усиления, при котором система находится на границе устойчивости, воспользуемся критерием Гурвица.

Составим определитель $(n - 1)$ порядка и приравняем его нулю:

$$\Delta_3 = \begin{vmatrix} a_1 a_3 \\ a_0 a_2 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0,65(K_2 + 1) \\ 0,05 \quad 1,6 \end{vmatrix} = 0,651,6 - 0,05(K_2 + 1) = 0,$$

откуда $K_2 = \frac{0,651,6 - 0,05}{0,05} = 19,8$.

Таблица 5

$X(j\omega)$	0	1	3	5	5,65	10
$jY(j\omega)$	-1	-0,35	4,85	15,25	19,8	64
	0	-1,55	-3,45	-1,75	0,0	34

Таблица 6

ω	0	1	2	3	5	10
$X(\omega)$	13,2	6,53	2,54	1,21	0,406	0,065
$jY(\omega)$	0	6,35	1,19	0,37	0,089	0,047

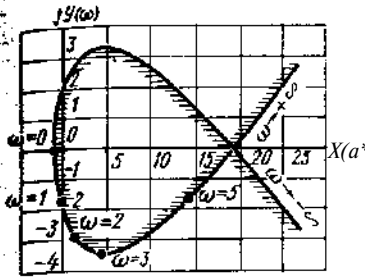


рис. 88. Кривые границы Д-разбиения параметра K

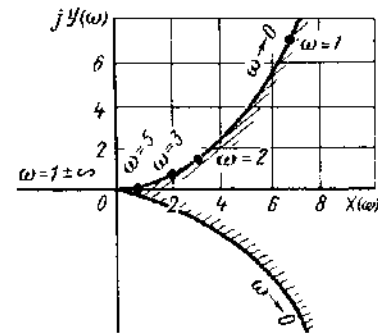


Рис. 89. Определение влияния параметра T на устойчивость системы автоматического регулирования

Решаем вторую часть задачи по определению влияния на устойчивость параметра T_j при $K_2 = 12$. Характеристическое уравнение замкнутой системы автоматического регулирования

$$T_1 T_3 p^3 + (T_1 T_2 K_{oc} + T_1 T_3 + T_2 T_3) p^2 + (K_{oc} T_1 + K_{oc} T_2 + T_1) p + K_1 K_2 + K_{oc} = 0,$$

откуда находим выражение для

$$T_1 = - \frac{T_2 T_3 p^2 + (K_{oc} T_2 + T_1) p + K_1 K_2 + K_{oc}}{T_2 T_3 p^3 + (K_{oc} T_2 + T_1) p^2 + K_{oc} p}.$$

Сделаем замену p на $j\omega$ и подставим численные значения параметров, тогда получим

$$T_1 = \frac{0,1\omega^2 - 1,1 - 13}{-0,1j\omega^3 - 1,67j\omega - 1} \cdot \frac{0,1\omega^2 - 1,1 - 13}{-1,1\omega^2 - j(0,05\omega^3 - 1,67\omega)} \times \frac{13,2}{1,21\omega^2 + (1 - 0,1\omega^2)^2} + j \frac{0,01\omega^4 - 0,19\omega^2 + 13}{[1,21\omega^2 + (1 - 0,1\omega^2)^2]\omega}.$$

Задаваясь значениями ω , произведем расчет $X(j\omega)$ и $jY(j\omega)$.

Результаты расчета приведены в табл. 6.

По результатам расчетов произведены построения, представленные на рис. 89. Вся положительная полуось $X(\omega)$ находится в заштрихованной области. Очевидно, при любом значении постоянной времени T_j система будет устойчивой. Проверить эту область устойчивости не нужно, так как из Д-разбиения по K_2 следует что при значениях $K_2 = 12$ и $T_1 = 0,5$ с система была устойчивой.

§ 26. ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭВМ

Оценка устойчивости работы системы автоматического регулирования является важной задачей при определении ее пригодности для эксплуатации. Однако не каждый сходящийся процесс может удовлетворить пред-

являемым требованиям. Действительно, если переходный процесс происходит слишком долго и угловая скорость вала двигателя в переходном процессе отклоняется от заданного значения на недопустимо большую величину, работа регулятора не может быть признана удовлетворительной. Поэтому автоматический регулятор должен обеспечить не только устойчивую работу двигателя, но и заданное качество переходного процесса. Важными показателями качества переходного процесса являются следующие (рис. 90).

1. Зона нечувствительности, или неустойчивости угловой скорости, $\Delta\omega_{нз}$. Она обусловлена моментами трения и люфтами элементов регулятора. Чем выше класс точности регулятора, тем меньше зона и степень нечувствительности ϵ [см. выражение (155)].

2. Время переходного процесса t_p . Оно определяется от момента нанесения возмущения t_0 до входа переходного процесса в зону нечувствительности.

3. Неравномерность регулирования Q . Она равняется разности значений угловой скорости в новом ω_2 и исходном $\omega_1 > 1$ установившихся режимах, если причиной возникновения переходного процесса послужило изменение нагрузки двигателя.

4. Заброс угловой скорости $\Delta\omega^{\wedge}$ в переходном процессе. Он определяется максимальным отклонением угловой скорости от значения в исходном установившемся режиме.

5. Характер переходного процесса. Он может быть монотонным, аperiodическим, малоколебательным и колебательным.

Наиболее высокие требования предъявляют к качеству переходных процессов системы двигатель - генератор, что обусловлено необходимостью поддержания заданных характеристик и параметров электрического тока. Оценка качества переходных процессов может производиться косвенными и прямыми методами. К числу косвенных методов относятся различные интегральные критерии качества, которые связаны с определением площади под кривой переходного процесса. Чем меньше эта площадь, тем выше качество работы системы автоматического регулирования. Прямая оценка качества работы системы производится по переходному процессу и является наиболее точной и наглядной. Переходный процесс можно получить в результате эксперимента, аналитического расчета и математического моделирования с помощью вычислительных машин.

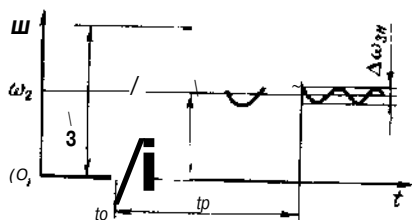


Рис. 90. Определение показателей качества переходного процесса системы автоматического регулирования

114

Для анализа качества переходных процессов, описываемых дифференциальными уравнениями, широкое применение получили аналоговые электронно-вычислительные машины (ЭВМ). В учебном процессе при выполнении курсовых и дипломных проектов часто используется аналоговая ЭВМ типа МН-7, которая отличается простотой и удобством моделирования. Она предназначена для исследования систем, которые описываются

обыкновенными дифференциальными уравнениями не выше шестого порядка. Уравнения могут содержать до четырех нелинейностей.

В комплект машины МН-7 входят вычислительные блоки, электронно-лучевой индикатор и блок питания. Вычислительные блоки включают 18 усилителей постоянного тока с коэффициентом усиления от 0,01 до 10. В верхней части машины располагается коммутационное поле с символическим изображением усилителей, резисторов, обратных связей и других элементов схемы. На передней стенке машины установлена панель управления с контрольно-измерительными приборами, тумблерами, индикаторными лампами и другими устройствами.

Шесть усилителей предназначены для образования интегрирующих блоков, два используются в качестве дифференцирующих блоков, два - для управления машиной, остальные - для выполнения операций суммирования, инвертирования и масштабирования.

Исследование динамики систем автоматического регулирования с помощью ЭВМ основано на аналогии переходных процессов в реальной системе и электронной машине, имеющих одинаковое математическое описание.

Моделирование можно выполнить двумя способами: 1) по структурной схеме исследуемой системы; 2) по дифференциальным уравнениям системы методом понижения порядка производной.

При использовании первого способа моделирование выполняется таким образом, что каждое звено структурной схемы оригинала моделируется соответствующим звеном электронной модели. В результате соединения моделей структурных звеньев получают структурную схему модели исследуемой системы автоматического регулирования.

Для моделирования системы по ее дифференциальным уравнениям решают эти уравнения относительно старшей производной. Например, пусть задано следующее дифференциальное уравнение исследуемой системы

$$(a_3 p^3 + a_1 p^2 + a_2 p + a_0)x_2 = (b_3 p^2 + b_1 p + b_0)x_1, \quad (185)$$

где x_2 и x_1 - соответственно выходная и входная координаты.

Разделим это уравнение на коэффициент a_0 и решим его относительно старшей производной, тогда получим

$$p^3 x_2 = -a_{10} p^2 x_2 - a_{20} p x_2 - a_{30} x_2 + b_{00} p^2 x_1 + b_{10} p x_1 + b_{20} x_1, \quad (186)$$

где $e_{10} = a_1/a_0$; $a_{20} = a_2/a_0$; $a_{30} = a_3/a_0$; $b_{00} = b_0/a_0$; $b_{10} = b_1/a_0$; $b_{20} = b_2/a_0$.

Для перехода от переменных величин уравнения (186) к машинным переменным вводятся масштабные коэффициенты:

$$M_{x1} = x_1 X_1; \quad M_{x2} = x_2 X_2; \quad M_t = T/t. \quad (187)$$

В приведенных формулах x_1 , x_2 и X_1 , X_2 - переменные координаты соответственно реальной системы и машинной модели; t и T - соответственно реальное и машинное время модели.

Дифференцируя выражения (187), получим

$$\begin{aligned} \frac{dx_1}{dt} &= M_x \frac{dX_1}{dx} \frac{dx}{dt} = \frac{M_{x1}}{M_x} \frac{dX_1}{dx} \\ \frac{1}{dt^2} &= \frac{M_{x1}}{M_1} \frac{d^2 X_1}{dx^2} \frac{dx}{dt} = \frac{M_{x1}}{M_1^2} \frac{d^2 X_1}{dx^2} \\ \frac{dx_2}{dt} &= \frac{M_{x2}}{M_2} \frac{dX_2}{dx} \\ \frac{d^2 x_2}{dt^2} &= \frac{M_{x2}}{M_2^2} \frac{d^2 X_2}{dx^2} \\ \frac{d^2 x_2}{dt^2} &= \frac{M_{x2}}{M_2^2} \frac{d^2 X_2}{dx^2} \end{aligned} \quad (188)$$

После подстановки масштабных коэффициентов (187) и их производных (188) в уравнение (186) и введения обозначений коэффициентов можно получить машинное уравнение исследуемой системы

$$p^2 X_2 = -K_{1p} X_2 - K_2 p X_2 - K_3 X_2 + K_4 p^2 X_1 + K_5 p X_1 + K_6 X_1, \quad (189)$$

где $K_1 = \frac{a_1}{a_0} M_1$; $K_2 = \frac{a_2}{a_0} M_1^2$; $K_3 = \frac{a_3}{a_0} M_1^3$; $K_4 = \frac{b_0}{a_0} M_1 \frac{M_{x1}}{M_{x2}}$; $K_5 = \frac{b_1}{a_0} M_1^2 \frac{M_{x1}}{M_{x2}}$;
 $K_6 = \frac{b_2}{a_0} M_1^3 \frac{M_{x1}}{M_{x2}}$.

В соответствии с уравнением (189) составляют структурную схему модели, используя для этого решающие усилители следующих типов:

суммирующие - [J>; интегрирующие - [J>; инвертирующие - [Λ<

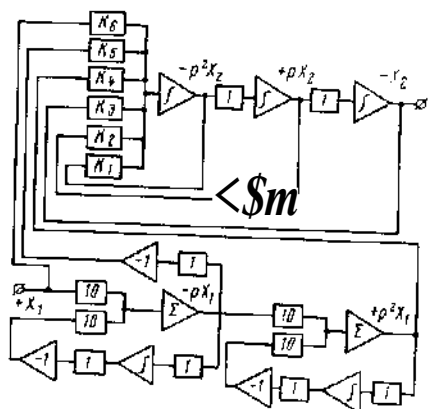


Рис. 91. Структурная схема электронной модели системы автоматического регулирования

Для ввода на вход структурной схемы сигналов по производным координаты X_x необходимо применение дифференцирующих блоков, которые, однако, очень чувствительны к помехам. Поэтому вместо дифференцирующих блоков целесообразно использовать инерционный дифференциатор, математическое описание которого идентично дифференцирующему аperiодическому звену. Кроме того, для упрощения схемы и повышения точности работы модели следует объединить последовательно включенные блоки, выполняющие функции суммирования и интегрирования. С учетом этого структурная схема электронной модели исследуемой сис-

соответствующая уравнению (185), будет иметь вид, представленный на рис. 91.

В соответствии с полученной структурной схемой производится монтаж модели исследуемой системы на наборном поле ЭВМ. После этого устанавливаются численные значения коэффициентов и наносят возмущающие воздействия. В результате этого в системе происходит переходный процесс, который можно наблюдать с помощью катодного осциллографа и вторичных приборов машины. Полученные переходные процессы регистрируют, используя самопишущие потенциометры и шлейфные осциллографы.

Применение вычислительных машин для получения переходных процессов позволяет не только оценить их качество, но и произвести выбор параметров настройки регуляторов, исследовать влияние конструктивных факторов объектов и средств регулирования на их динамические характеристики.

Глава VI. РЕГУЛЯТОРЫ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ ВАЛА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

§ 27. КОНСТРУКЦИЯ РЕГУЛЯТОРОВ СКОРОСТИ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

Регуляторы скорости прямого действия устанавливают на судовых двигателях небольшой мощности. Регулятор двигателей ДР30/50-2 и ДР30/50-3 показан на рис. 92.

Изменение угловой скорости вала двигателя достигается посредством воздействия маховика на натяжение осевой пружины δ . При установке регулятора на дизель-генераторах предусматривается подрегулировка с главного распределительного щита посредством серводвигателя. Степень неравномерности регулятора - до 1%. Заброс угловой скорости при резком уменьшении нагрузки достигает 10%. Время регулирования - до 10 с.

Регулятор имеет два груза, оси вращения которых установлены в шариковых подшипниках. Оба груза стянуты пружинами 12. Центробежная сила грузов уравнивается осевой пружиной δ и пружинами 12. При изменении угловой скорости нарушается равновесие между натяжением пружины и центробежной силой грузов. Грузы посредством двух толкателей и поперечины перемещают муфту вдоль оси регулятора. От муфты движение передается на рычаг 3, пружинный компенсатор 2 и тягу топливных насосов.

Пока угловая скорость мала, центробежная сила грузов не может преодолеть натяжения пружин δ и 12, муфта находится на упоре, в крайнем левом положении и подача топлива не ограничена. Только с началом движения муфты двигатель переходит на регуляторную характеристику. Наклон регуляторной характеристики не регулируется. Регулятор располагается на торце распределительного вала двигателя и приводится во вращение - через шестерню.

На катерных двигателях ЗДб, В-2 и других устанавливается регулятор прямого действия РНК (рис. 93). Регулятор всережимный с центробежным чувствительным элементом. Чувствительный элемент выполнен в виде шести стальных шаров, расположенных в радиальных пазах крестовины, которая получает вращение от валика топливного насоса. Пружина /6 работает на всех скоростных режимах, начиная со среднего. При больших значениях угловой скорости вступает в действие пружина 15. При малых значениях угловой скорости обе пружины не действуют, двигатель при этом работает по характеристике подачи топлива. В модификациях регулятора предусматривается установка катаракта для демпфирования колебаний рейки топливных насосов.

При пуске двигателя центробежная сила стальных шаров недостаточна и муфта находится в крайнем правом положении. При достижении определенного скоростного режима наступает равновесие между затяжкой пружины 16 и центробежной силой шаров. Дальнейшее увеличение угловой скорости достигается изменением затяжки этой пружины до вступления в действие пружины 15. Дальнейшее увеличение угловой скорости достигается уже затяжкой двух пружин: 16 и /5.

На рис. 94 показан регулятор двигателей 6425/34 и 6ЧРЛ25/34 конструкции ЦНИДИ. Регулятор всережимный с регулируемой степенью не-

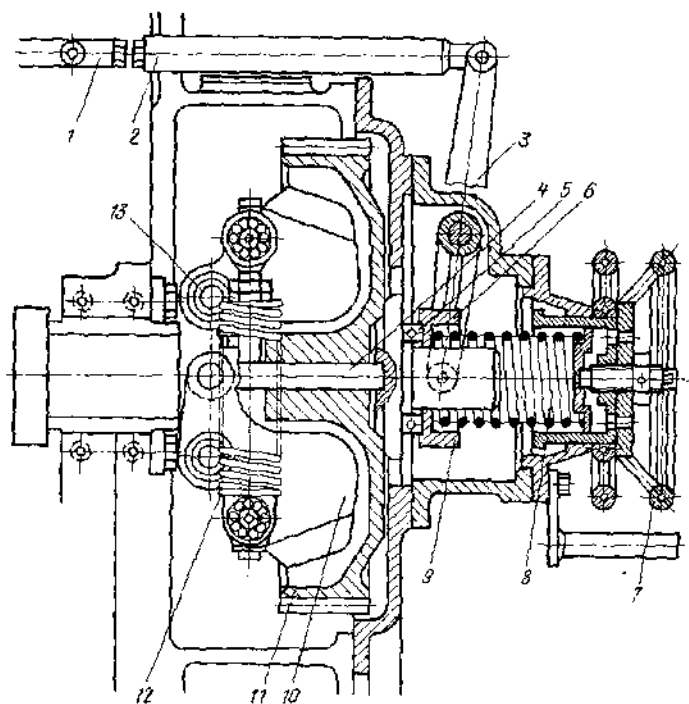


Рис. 92. Регулятор двигателей ДР 30/50:

/--топливная рейка; ^пружинный компенсатор; J-рычаги; 4*-юлкателк; 5-упорный подшипник; 6-обойма; 7-маховик; 8, 12-пружинны; 9-муфта; 10-грузы; Л-шестерня распределительного вала; 13-оси

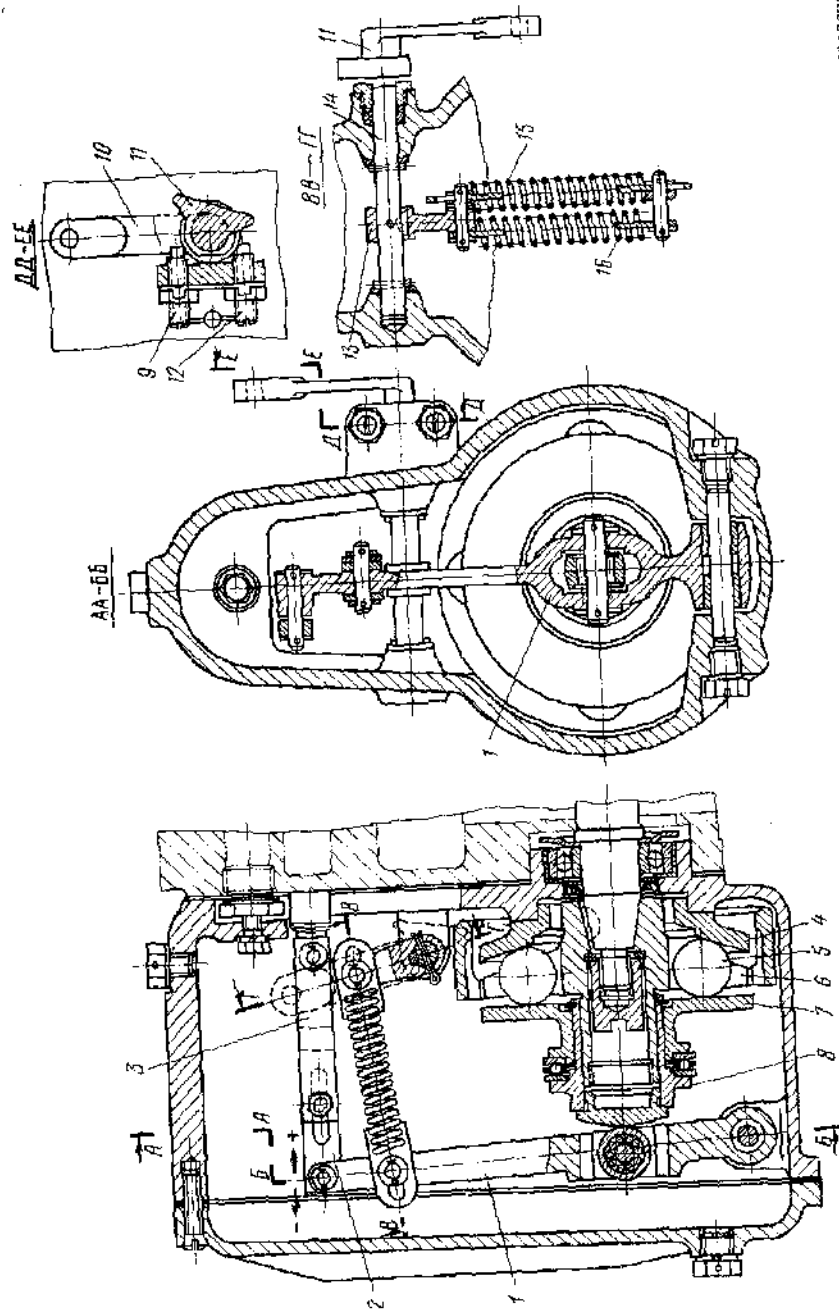


Рис. 93. Регулятор прямого действия РНК:

1, 3-тяги; 2, 13-рычаги; 4-тарелка; 5-груз (шары); 6-крестовина; 7-упорный диск; 8-муфта; 9, 12-упоры; 10-рычаг управления; 11-сектор ограничителя; 14-валик; 15, 16-установочные пружины

равномерности от 0 до 6%. Угол наклона регуляторной характеристики изменяется при помощи разворота пружины 7 относительно вильчатого рычага посредством поворота рукоятки 9 и рычага 8. Предварительный натяг пружины 7 устанавливают винтом. Регулирование устойчивости осуществляется изменением открытия игольчатого клапана. Чувствительный элемент вращается приводным валом и состоит из четырех грузов, подшипники которых установлены на крестовине. Усилие центробежности сил грузов передается на муфту. Задание осуществляется двумя пружинами: осевой 13 и дополнительной 7. Усилие дополнительной пружины 7 геометрически суммируется с усилием основной пружины 13.

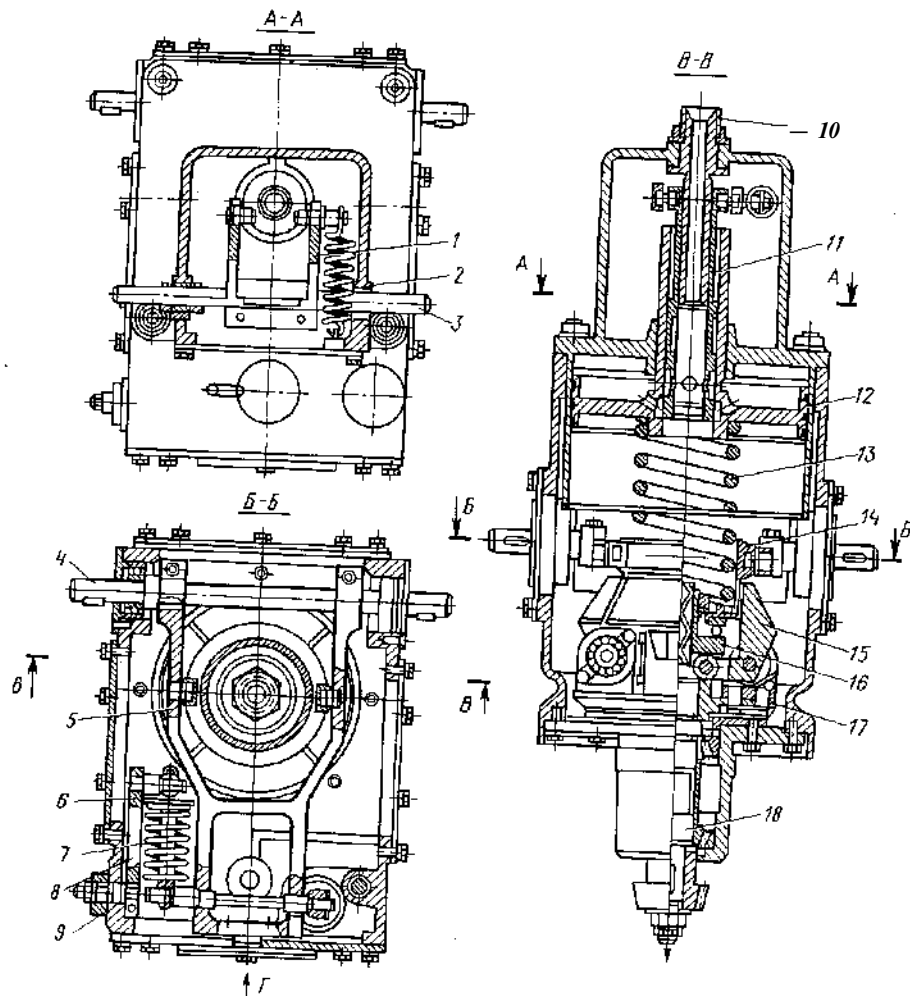


Рис. 94. Регулятор двигателей 6425/34:

1- вильчатый рычаг; 2- вал задания; 3- вал сервомотора; 4- рычаг; 5- обратная связь; 6- штуцер; 7- золотник сервомотора; 8- поршень; 9- пружина; 10- стакан; 11- груз; 12- муфта; 13- крестовина; 14- приводной вал

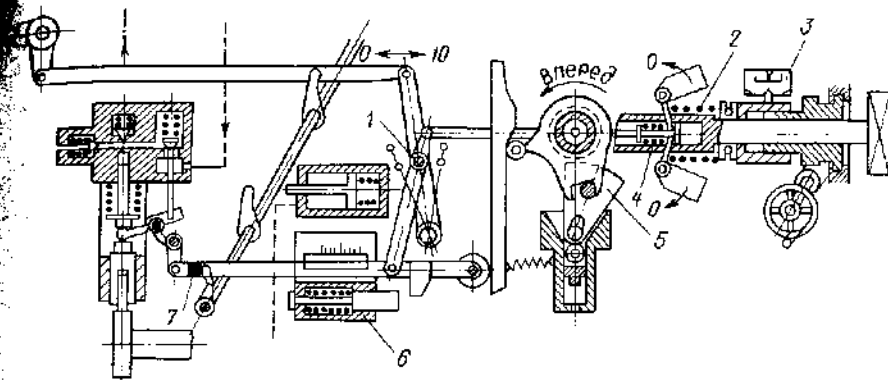


Рис. 95. Схема включения регулятора фирмы «Зульцер»:

1- точка приложения сил; 2- основная пружина; 3- шкала; 4- дополнительная пружина; 5- предохранитель направления вращения; 6- демфирующее устройство; 7- упор максимального ограничения

Катаракт представляет собой поршень, расположенный в цилиндре и соединенный с пружиной вильчатым рычагом. Полости цилиндра катаракта сообщаются между собой калиброванным отверстием с игольчатым клапаном. От степени открытия игольчатого клапана зависит сила сопротивления катаракта. Это даёт временное увеличение суммарной жесткости пружин 13, 7 и, следовательно, временное увеличение неравномерности регулятора. Действие катаракта равноценно действию издромной обратной связи в регуляторах непрямого действия. Поршень изменяет задание скоростного режима и является следящим гидравлическим механизмом, управляемым золотником.

Фирма «Зульцер» на двигателях 6TD56 применяет центробежный регулятор прямого действия. Регулятор, включенный по всережимно-предельной схеме (рис. 95), воздействует на топливные насосы через систему рычагов и тяг. При нормальной работе двигателя он прижимает рейку топливных насосов к упору максимального ограничения. При самом незначительном увеличении угловой скорости регулятор срабатывает на уменьшение подачи топлива. Его высокая чувствительность достигнута в результате снижения до минимума осевого трения. Втулка вращается вместе с чувствительным элементом. Регулятор переводится в другой скоростной диапазон перемещением рукоятки управления точки приложения сил стержня и поджатием дополнительной пружины, которая разгружает основную пружину. При увеличении нагрузки двигателя с поста управления увеличивается поджатие дополнительной пружины. При малых подачах топлива «раскачивание» угловой скорости двигателя предотвращается Демфирующим устройством. Натяжение основной пружины контролируется по шкале.

При легком гребном винте полная угловая скорость достигается при меньшей нагрузке позиции регулятора. В этом случае во время установки рукоятки управления на полную подачу упор максимального ограничения образует слишком большой зазор. Угловая скорость вала двигателя сохра-

няется постоянной, так как регулятор работает по все режимной схеме, не только уменьшая, но и увеличивая подачу топлива. Однако двигатель лишается ограничения нагрузки. Затяжкой пружины регулятора уменьшают зазор у максимального упора так, чтобы регулятор только уменьшал подачу топлива.

При длительном плавании без докования повышается сопротивление воды движению судна. Это приводит к тому, что при 100%-ной нагрузке двигатель не развивает полной угловой скорости гребного винта, а при этом сжимается дополнительная пружина регулятора, рычаги сильно прижимаются к максимальному упору. Этот случай наиболее неблагоприятный. При падении угловой скорости подачи топлива не может быть увеличена из-за фиксированного максимального упора. А при уменьшении нагрузки, прежде чем регулятор начнет воздействие на топливные насосы, ослабляется дополнительная пружина. В результате при падении нагрузки возможно большое и резкое скачкообразное изменение угловой скорости.

Ослабление затяга основной пружины регулятора до появления зазора у максимального упора приводит двигатель в нормальное эксплуатационное состояние. Центробежный чувствительный элемент находится под воздействием двух пружин: основной и дополнительной. В конструкции регулятора имеется предохранитель направления вращения, который отключает топливные насосы в случае несовпадения направления вращения с положением маневрового рычага. Смазочное масло подводится к регулятору от циркуляционной системы двигателя.

Другие типы регуляторов прямого действия, устанавливаемые на судовых дизелях, принципиально аналогичны описанным типам или имеют несущественные отличия от них.

§ 28. РЕГУЛЯТОР СКОРОСТИ ФИРМЫ МАН

На двигателях фирмы МАН KZ57/80, KZ70/120 и KZ78/140 применяют встроенные регуляторы непрямого действия двух типов: на двигателях KZ57/80-регулятор с вертикальным расположением оси вращения чувствительного элемента и сервомотором с двумя рабочими полостями, а на двигателях KZ70/120 и K278/140-регулятор с горизонтальной осью вращения и сервомотором с одной рабочей полостью. Обычно регуляторы фирмы МАН работают как все режимно-предельные и предназначены для уменьшения подачи топлива при ходе судна в штормовую погоду в случаях превышения установленной угловой скорости на 10%.

На рис. 96 дана конструктивная схема все режимно-предельного регулятора фирмы МАН с вертикальной осью вращения. Чувствительный элемент регулятора центробежного типа приводится во вращение от двигателя через конические шестерни. При увеличении заданной угловой скорости на 10% центробежные силы инерции чувствительного элемента становятся больше суммарной силы натяжения пружин. Грузы чувствительного элемента расходятся и через вращающуюся муфту и вильчатый рычаг перемещают золотник сервомотора вниз.

Масло из циркуляционной системы двигателя попадает в верхнюю полость сервомотора. Нижняя полость сервомотора открывается на слив-

Поршень сервомотора движется вниз на уменьшение подачи топлива. При уменьшении угловой скорости вала двигателя верхняя полость сервомотора сливается со сливной магистралью масла, а нижняя-с циркуляционной системой двигателя. Поршень сервомотора перемещается в сторону увеличения подачи топлива до заданного угла дёте управления. В зависимости от состояния моря и режима работы двигателя регулятор настраивают, изменяя при помощи маховика натяг пружин.

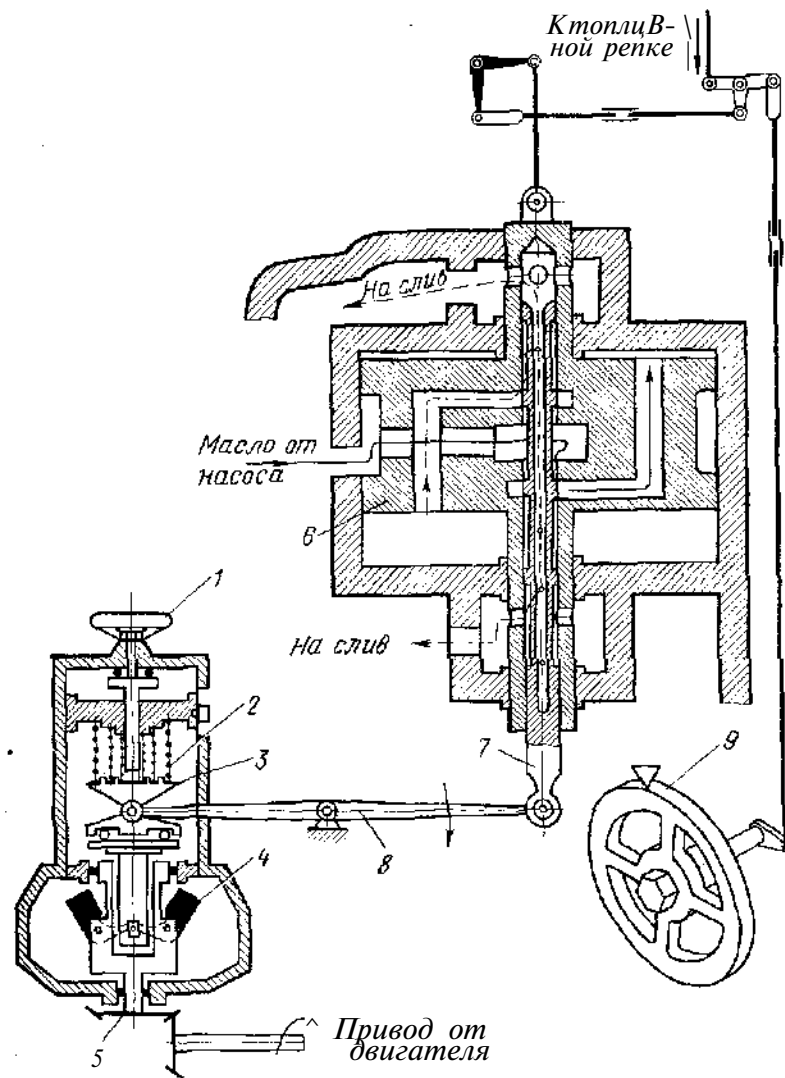


Рис. 96 Конструктивная схема все режимно-предельного регулятора фирмы МАН: 1-маховик; 2-пружины; 3-муфта; 4-чувствительный элемент; 5-шестерня; 6-сервомотор; 7-золотник; 8-вильчатый рычаг; 9-маховик управления

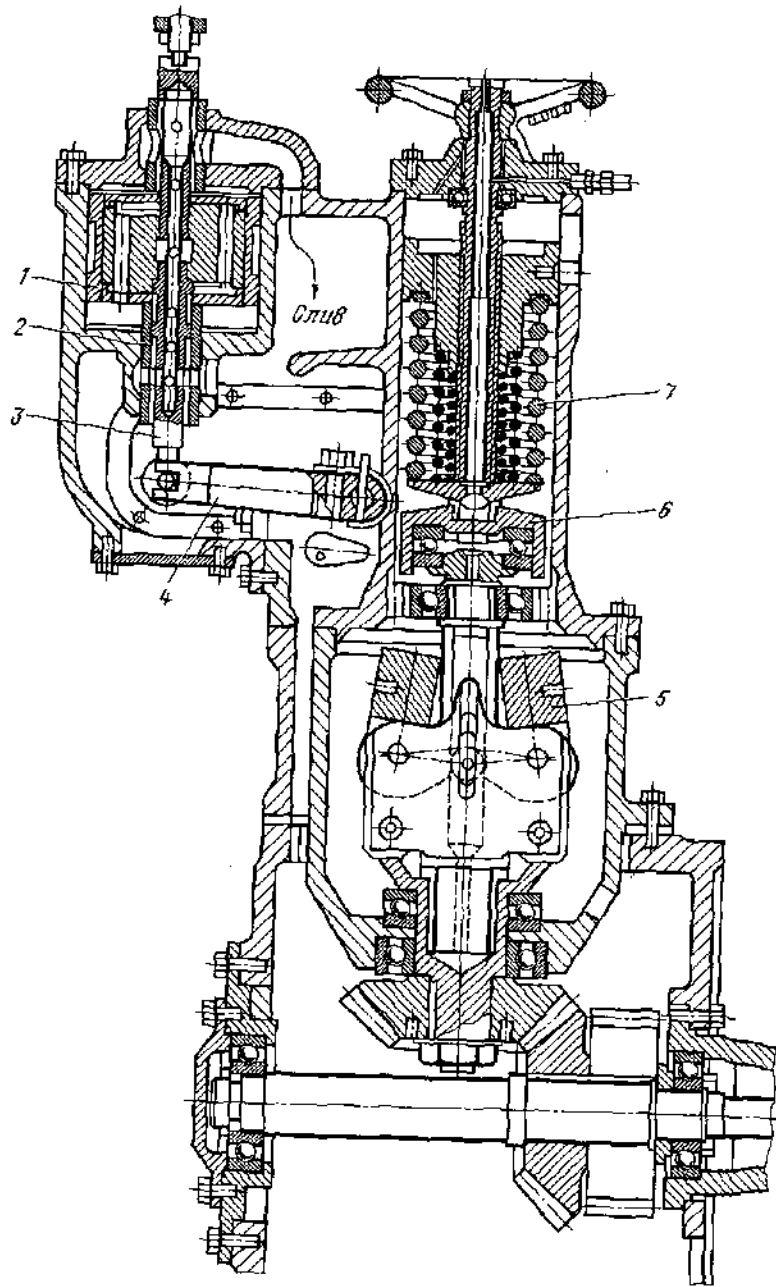


Рис. 97. Конструктивный разрез регулятора фирмы МАН двигателей KZ57/80:

1 - поршень; 2 - шток; 3 - золотник; 4 - рычаг; 5 - чувствительный элемент; 6 - муфта; 7 - пружины

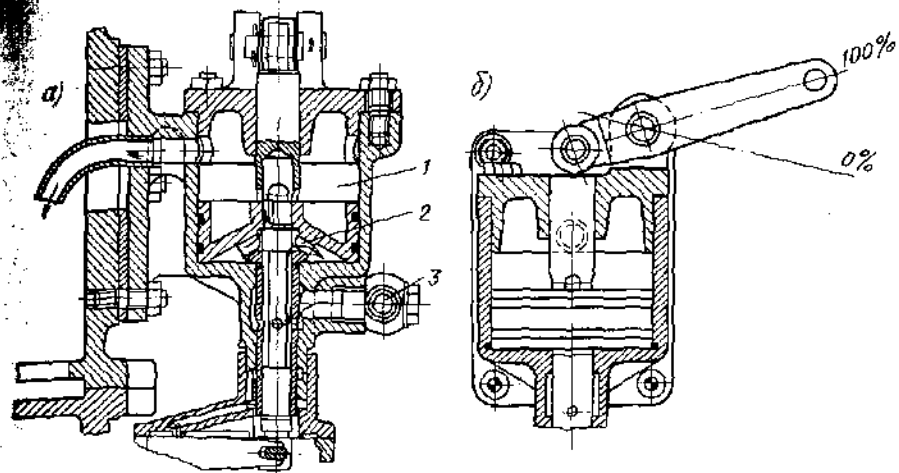


Рис. 98. Сервомотор регулятора фирмы МАН двигателей KZ70/120 и KZ78/140: в-поперечный разрез; б-йривод на топливный насос; ^-верхняя полость сервомотора; 2-золотник; 3-подвод масла

На рис. 97 показан конструктивный разрез регулятора двигателей KZ57/80. На двигателях моделей KZ70/120 и KZ78/140 сервомотор регулятора более простой конструкции (рис. 98). Верхняя полость сервомотора постоянно сообщена со сливной. Нижняя полость управляется золотником, который осуществляет *подвод* и *отвод масла* из нижней полости. При поступлении масла в нижнюю полость поршень сервомотора движется вверх на уменьшение подачи топлива. При сливе масла из нижней полости поршень сервомотора движется вниз под действием пружины, которая может находиться в механизме связи сервомотора с топливными насосами высокого давления или непосредственно встроена в сервомотор. Ход поршня сервомотора равен ходу золотника. Неравномерность не регулируется, ее можно изменить только изменением соотношения плеч рычага 8 (см. рис. 96) или 4 (см. рис. 97).

Регуляторы скорости фирмы МАН с вертикальной осью вращения чувствительного элемента и сервомотором двойного действия, а также регуляторы с горизонтальной осью вращения и сервомотором с одной рабочей полостью имеют три настроечные пружины. Диапазон изменения угловой скорости составляет 1;2. В этом отношении регулятор может быть классифицирован как всережимный, но с ограничением по заданию угловой скорости на уровне 50% номинального значения.

Между чувствительным элементом и сервомотором предусмотрен рычаг, который позволяет изменять соотношение между ходом муфты чувствительного элемента и перемещением золотника. Благодаря этому изменяется угол наклона регуляторной характеристики двигателя. Стабильность обеспечивается новым положением поршня сервомотора при окончании переходного процесса и изменением затяжки настроечных пружин вследствие нового положения муфты чувствительного элемента.

В производственных условиях и инструкциях по обслуживанию пакет настроечных пружин называют пружинными весами.

Сервомотор двойного действия состоит из поршня с внутренними каналами и проточкой по внешнему диаметру. Поршневой шток имеет расточку и окна. Золотник расположен внутри штока сервомотора и имеет внутреннее сверление. Высота рабочих поясков золотника равна высоте окон поршня сервомотора. Радиальные отверстия золотника соединяют его внутреннюю полость с пространством между поясками золотника.

§ 29. РЕГУЛЯТОРЫ СКОРОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ Д-50 и Д-100

Тепловозные двигатели Д-50 и Д-100 применяют в качестве главных двигателей на промышленных судах и в качестве вспомогательных дизель-генераторов на некоторых пассажирских и транспортных морских судах. Регуляторы этих двигателей выпускают двух модификаций. При жестких требованиях к постоянству скоростного режима двигателя применяют изо-

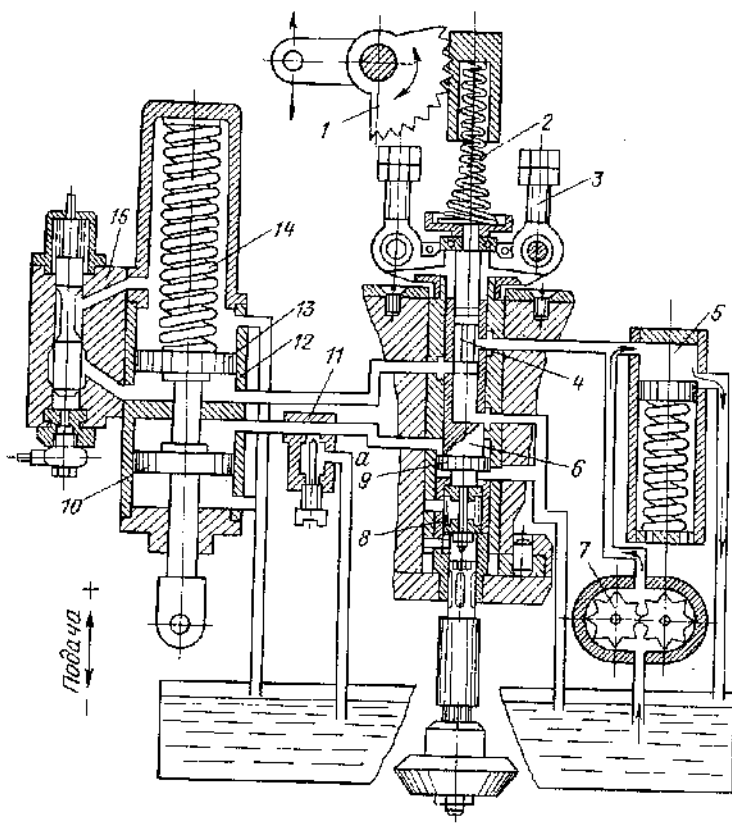


Рис. 99. Регулятор двигателей Д-50 с изохронной обратной связью: 1 - зубчатый сектор; 2 - пружины переменной жесткости; 5 - груз; 4 - золотник; 5 - аккумулятор; 6 - втулка; 7 - насос; 8 - пружины; 9 - воспринимающий поршень изохрома; Л? - задающий поршень изохрома; П - игла изохрома; 12 - сервомотор; 13 - поршень сервомотора; 14 - соленоидный клапан

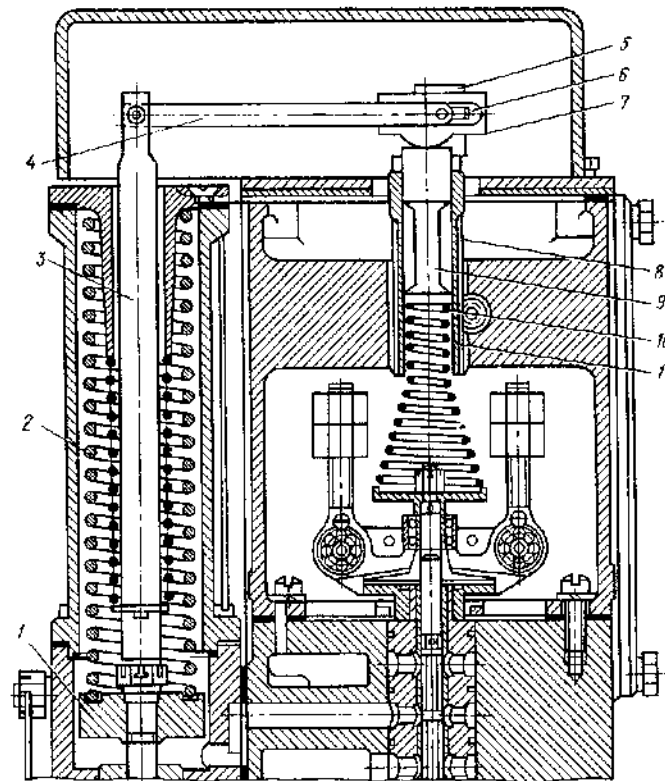


Рис. 100. Жесткая обратная связь в регуляторах двигателей Д-50 и Д-100:

1 - поршень сервомотора; 2 - пружина; 5 - шток обратной связи; 4, 7 - рычаги; 5 - планка; 6 - ось; 8 - зубчатая втулка; 9 - плунжер; 10 - шестерня; И - пружина задания

Дромные регуляторы с вертикальной регуляционной характеристикой, а в случае использования двигателей для параллельной работы - регуляторы с двумя обратными связями: гибкой и жесткой.

Регулятор с изохронной обратной связью показан на рис. 99. Особенностью регулятора является его нереверсивность, так как двигатели Д-50 и Д-100 нереверсивны. Чувствительный элемент имеет форму резьбовых стержней с гайками. Изменение задания скоростного режима осуществляется посредством воздействия зубчатого сектора на пружину переменной жесткости. Давление масла создается насосом и поддерживается постоянным аккумуляторными поршнями. Высокая чувствительность достигается вращением втулки относительно золотника. При этом аксиальное трение пары «золотник-втулка» сводится к минимуму.

При нарушении равновесного скоростного режима золотник сообщает напорную масляную магистраль с нижней управляемой полостью сервомотора (в случае увеличения нагрузки), и поршень сервомотора, преодолевая натяжение пружины 14, увеличивает подачу топлива. При уменьшении

нагрузки золотник перемещается вверх и сообщает нижнюю управляемую полость сервомотора со сливной. Под действием пружины 14 поршень сервомотора перемещается вниз на уменьшение подачи топлива. Поршень 10 является задающим, а поршень 9-воспринимающим изодромной обратной связи. Время действия изодромной связи определяется временем выравнивания давления в канале изодромной связи и в сливной полости через калиброванное отверстие, регулируемое иглой изодрома. Соленоидный клапан позволяет сообщать нижнюю и верхнюю полости сервомотора для быстрой остановки двигателя. Пружина 8 служит для компенсации силы тяжести деталей вращающейся втулки и коррекции давления в канале изодрома при больших ходах поршня сервомотора.

При параллельной работе двигателей регулятор дополняется жесткой силовой обратной связью, представленной на рис. 100. При перемещении поршня сервомотора вверх его движение через шток обратной связи и рычаг 4 посредством кулачного выступа передается на плунжер, который поджимает пружину задания. Золотник чувствительного элемента возвращается в исходное положение, а равновесное состояние достигается уже при дополнительной затяжке пружины задания и более высокой угловой скорости.

При движении поршня сервомотора вниз затяжка пружины задания соответственно уменьшается и равновесное состояние чувствительного элемента достигается при более низкой угловой скорости. Этим достигается статизм, или остающаяся неравномерность. Для изменения угла наклона регуляторной характеристики при помощи планки смещают кулачный выступ. Параллельное смещение регуляторной характеристики осуществляется изменением затяжки пружины задания при помощи шестерни и зубчатой втулки.

§ 30. РЕГУЛЯТОР СКОРОСТИ ТИПА Р13М

На серийных судовых двигателях ДР43/61 и ДР30/50 установлен отечественный всережимный регулятор конструкции ЦНИДИ ряда Р13М. В эксплуатации находятся регуляторы модификаций Р13М-1КЕ, Р13М-2КЕ, Р13М-3КЕ, Р13М-4КЕ и Р13МА. Первые четыре модификации мало различаются. В регуляторе Р13МА не предусмотрен механизм ограничения нагрузки и есть конструктивное отличие в изодромной обратной связи. Во всех модификациях применяются изодромная и силовая жесткие обратные связи.

Наиболее широкое распространение на морских судах получила модификация регулятора Р13М-2КЕ (рис. 101). Силовой поршень сервомотора дифференциальный. Его верхняя полость постоянно связана с напорной магистралью масляного аккумулятора. Нижняя полость сервомотора управляется золотником чувствительного элемента. Высокая чувствительность регулятора достигается посредством вращения золотника. При увеличении угловой скорости вала двигателя золотник сообщает нижнюю полость сервомотора с напорной магистралью, что вызывает перемещение поршня сервомотора вверх, и посредством валов 23 и 4 производится уменьшение подачи топлива на двигатель. При этом поршень изодрома

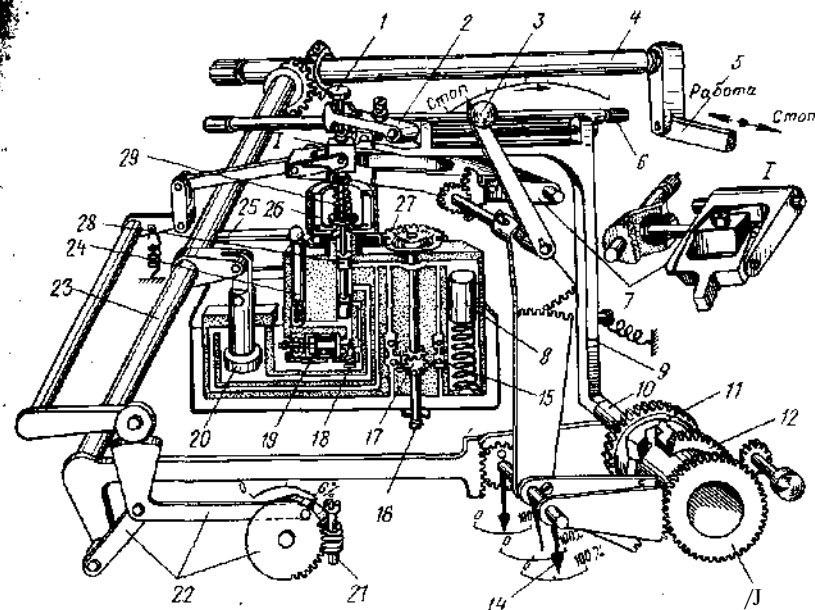


Рис. 101. Принципиальная схема регулятора Р13М-2КЕ:

1-упорная гайка золотника; 2-вилчатый рычаг; 3-рычаг задания уставки; 4-вал; 5-рейка топливных насосов; 6-вал дистанционного управления; 7-карежка; 8-аккумулятор; 9-рычаг ограничения; 10-толкатель ограничителя; 11-13-шестерни ограничения; 14-стрелки; 15-клапаны; 16-приводной вал; 17-шестеренный насос; 18-игла изодрома; 19-корректор; 20-поршень сервомотора; 21, 22-жесткая обратная связь; 23-вал; 24-плунжер изодрома; 25-палец изодрома; 26-чувствительный элемент; 27-упругая муфта (частотный фильтр); 28-золотник; 29-пружина

поднимается, в канале изодрома возникает разрежение, которое перемещает золотник в исходное положение. Перемещение прекращается при выравнивании давления в канале изодрома с давлением в сливной полости через отверстие иглы изодрома. Для выравнивания резких изменений давлений при больших ходах силового поршня служит корректор.

Остаточная неравномерность от 0 до 6% обеспечивается регулируемой. При помощи червяка 21 жесткой силовой обратной связью. При движении силового поршня сервомотора вверх на уменьшение подачи топлива жесткая силовая обратная связь возвращает золотник чувствительного элемента в исходное положение путем поджатия пружины переменной жесткости, а при движении силового поршня вниз натяжение пружины уменьшается. При помощи червяка изменяется наклон регуляторной характеристики. Упругая муфта является частотным фильтром между приводным валом и чувствительным элементом. При помощи шестерен с кулачными выступами осуществляется ограничение нагрузки двигателя. При совмещении кулачных выступов шестерни И, следящей за движением силового поршня сервомотора, с выступами любой из шестерен 12 или 13 шестерня 11 получает аксиальное движение и, нажимая на угловой рычаг, поднимает вилчатый рычаг. Это вызывает поднятие золотника, что приводит к прекращению увеличения подачи топлива на двигатель. Вал 6 служит для Дистанционного управления затяжкой пружины.

Регуляторы типа РН-30 (рис. 102) устанавливают на судовых дизель-генераторах широкого диапазона мощностей. Регулятор снабжен комбинированной обратной связью, реверсивным масляным насосом, пружинным демпфером и электромагнитным золотником для остановки двигателя.

При изменении угловой скорости вала двигателя нарушается равновесие между центробежной силой грузов и силой натяжения пружины. Золотник управляет подачей масла из напорной магистрали аккумулятора в нижнюю полость дифференциального поршня. При увеличении угловой скорости вала двигателя золотник перемещается вверх и нижняя полость сервомотора сообщается со сливной магистралью. Поршень сервомотора перемещается вниз под действием давления масла, постоянно поступающего в верхнюю полость сервомотора. Силовой вал посредством пальца разворачивается на уменьшение подачи топлива на двигатель.

При движении золотника вниз, т.е. при увеличении нагрузки на двигатель и уменьшении угловой скорости нижняя полость сервомотора сообщается с напорной магистралью, что вызывает движение поршня вверх на увеличение подачи топлива. При движении силового поршня вверх в канале изодромной связи увеличивается давление вследствие движения плунжера изодрома вниз. Это давление передается через воспринимающий поршень золотнику и возвращает его в исходное положение. Давление выравнивается через отверстие, регулируемое иглой изодрома. Жесткая силовая обратная связь обеспечивает остающуюся неравномерность. Изменение угла наклона регуляторной характеристики достигается путем воздействия на винт.

В зависимости от области применения выпускают регуляторы двух типов:

однорежимные типа ОРН-30 для дизелей, работающих при постоянной угловой скорости для обеспечения одиночной и параллельной работы дизель-генераторов постоянного и переменного тока;

всережимные типа ВРН-30, работающие в широком диапазоне значений угловой скорости вала двигателя.

Для различных типов дизелей в зависимости от их назначения и конструктивных особенностей одно- и всережимные регуляторы выпускают различных модификаций. Регуляторы всех модификаций являются унифицированными, они имеют одинаковые технические характеристики и различаются в основном исполнением механизма управления угловой скорости вала двигателя, демпфера и устройства для выключения подачи топлива при остановке двигателя.

Обозначение регулятора состоит из букв и цифр, означающих: О-однорежимный, В-всережимный, Р-регулятор, Н-непрямого действия, 30-работоспособность¹ (в кгссм); цифра, предшествующая буквенной части обозначения,-порядковый номер модификации.

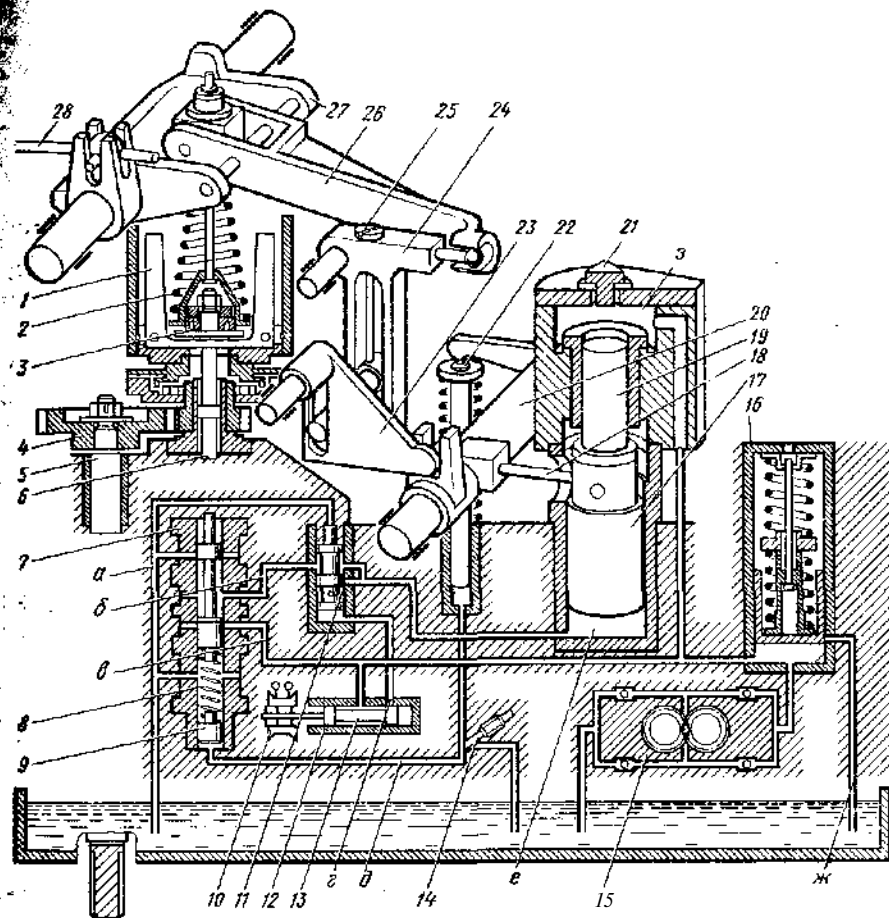


Рис. 102. Принципиальная схема регулятора РН-30:

1-груз измерителя угловой скорости; 2-всережимная пружина измерителя скорости; 5-упорная шайба; ^-ведущая шестерня; 5-приводной валик; 6-золотник; 7-втулка золотника; 8-пружина изодрома; 9-поршень изодрома; 10-электромагнит; П-стоп-золотник; ^2-якорь электромагнита; И-золотник электромагнита; /4-игла изодрома; ?5-масляный насос; 16-аккумулятор; 17- верхний поршень сервомотора; /й-палец рычага сервомотора; /9-нижний поршень сервомотора; 20-рычаг сервомотора; 27-пробка; 22-плунжер изодрома; 23-ведущий рычаг механизма обратной связи; 24-ведомый рычаг механизма обратной связи; 25-винт регулировки степени неравномерности; 26-суммирующий рычаг механизма обратной связи; 27-рычаг управления угловой скоростью; 28-валик установки угловой скорости; а-сливной канал; б-канал управления; в-напорный канал; г-напорный канал стон-золотника; д-канал изодромной связи; е-полость управления сервомотора; яс-канал слива избыточного масла из аккумулятора; з-напорная полость сервомотора

Управление механизмом задания угловой скорости вала двигателя может осуществляться дистанционно электрическим или пневматическим приводом. Для определения нагрузки на двигатель регулятор имеет указатель нагрузки и шкалу с делениями.

¹ 1 кгссм равен примерно 9,8 Дж.

Широко распространены на главных и вспомогательных двигателях транспортного флота регуляторы фирмы «Вудвард». Две основные модели UG и PG имеют несколько модификаций. На главных двигателях наиболее распространены UG-32, UG-40, UG-40TL, PGE-58, PGA и PG12, на вспомогательных двигателях, как правило, устанавливают регуляторы UG-8. (Цифры означают работоспособность регулятора в фунт-сила-футах.)

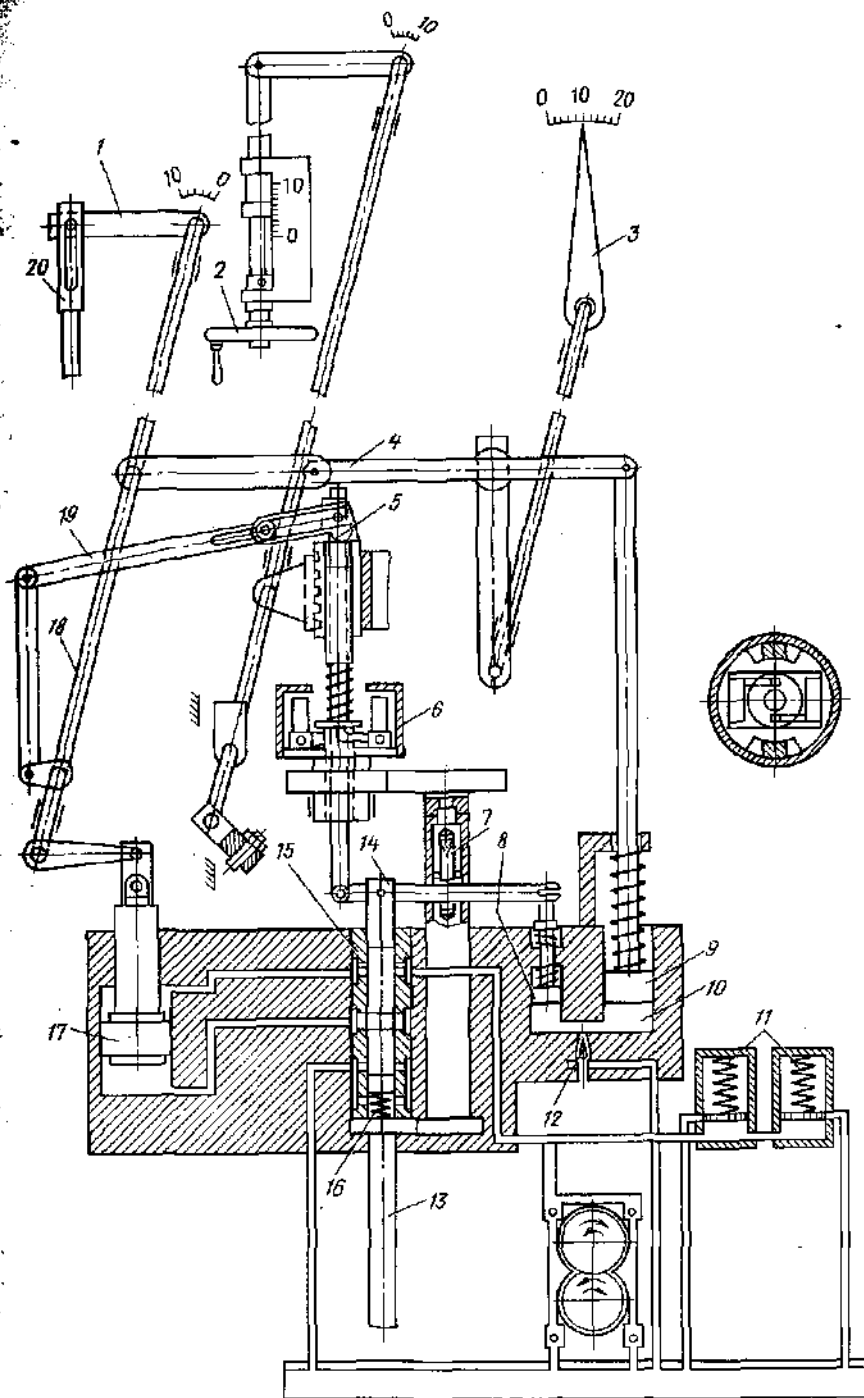
Базовой моделью регуляторов UG является модификация UG-40, представленная на рис. 103. Чувствительный центробежный элемент регулятора приводится во вращение через вал с упругим элементом приводным валиком. Изодромная обратная связь регулируется иглой изодрома и указателем. Поршни аккумулятора обеспечивают постоянное давление масла в напорной магистрали и быстроту действия сервомотора. Для устранения биений в приводе имеются два гасящих упругих устройства: первое - в приводном валике из пластинчатых пружин; для гашения низких частот служит масляный успокоитель в чувствительном элементе. Степень неравномерности регулятора может быть изменена от 0 до 12%. Для стационарных дизель-генераторов и многооборотных судовых дизелей с небольшими мощностями в цилиндрах устанавливается степень неравномерности примерно 5%. Для дизелей с большими цилиндровыми мощностями степень неравномерности регулятора устанавливается 10-12%.

При увеличении нагрузки пружина чувствительного элемента ослабляется силовой жесткой обратной связью, автоматически снижая угловую скорость. Это предохраняет цилиндры дизеля от резкого увеличения подачи топлива. При уменьшении нагрузки пружина поджимается, что предохраняет от резкого уменьшения подачи топлива. Таким образом обеспечивается стабильный температурный режим в цилиндрах дизеля. Втулка золотника вращается вместе с приводным валиком, сводя к минимуму осевое трение в золотнике.

При уменьшении нагрузки на двигатель угловая скорость увеличивается, золотник под действием увеличившихся центробежных сил грузов чувствительного элемента движется вверх и сообщает нижнюю управляемую полость силового сервомотора со сливной магистралью. Под действием давления масла верхней полости сервомотора, постоянно сообщающейся с напорной магистралью аккумуляторов, поршень перемещается вниз и посредством валика, рычага и тяги уменьшает подачу топлива на двигатель. Жесткая обратная связь посредством кулачного выступа увеличивает затяжку пружины чувствительного элемента, возвращая золотник в исход-

1 фунт-сила-фут (англ.) равен примерно 1,3 Н·м.

Рис. 103. Принципиальная схема регулятора «Вудвард» (модификация UG-40): 1 - рычаг; 2 - маховик; 3 - указатель; -/- - рычаг гибкой обратной связи; 5 - кулачок; 6 - чувствительный элемент; 7 - упругий элемент (частотный фильтр); ^ - воспринимающий поршень изодрома; 9 - задающий поршень изодрома; 10 - изодромная обратная связь; 11 - аккумулятор; 12 - игла изодрома; П - приводной валик; Н - золотник; 75 - втулка золотника; /6 - пружина; /7 - поршень сервомотора; /в - валик; /9 - жесткая обратная связь; 20 - тяга



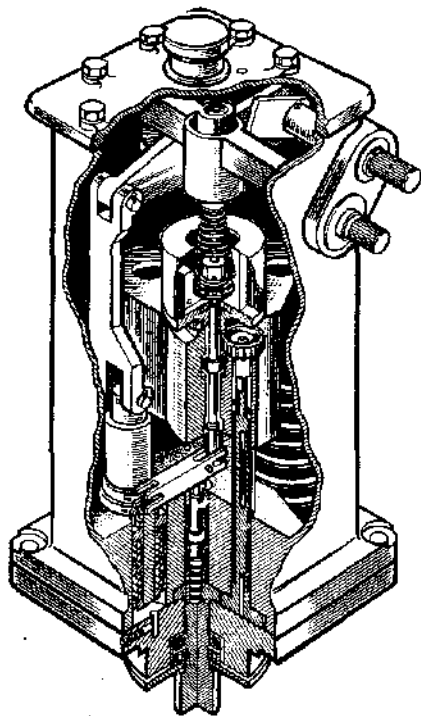


Рис. 104. Конструктивная компоновка регулятора UG-40

ное положение. В канале изодромной связи создается разрежение вследствие движения задающего поршня изодрома вверх. Воспринимающий поршень движется вниз и перемещает, как и жесткая обратная связь, золотник в исходное положение.

При увеличении нагрузки угловая скорость уменьшается, натяжение пружины чувствительного элемента становится больше центробежной силы грузов и золотник движется вниз. Напорная магистраль сообщается с нижней полостью дифференциального поршня сервомотора, и поршень сервомотора движется вверх, а тяга-на увеличение подачи топлива. Жесткая обратная связь уменьшает натяжение пружины чувствительного элемента, а в канале изодромной связи создается повышенное давление, и золотник под действием этих сил возвращается в исходное положение.

Изменение задания осуществляет маховиком. Неравномерность регулятора изменяется путем смещения кулачка в пазу рычага обратной связи. Время действия изодромной связи определяется затяжкой иглы изодрома,

а коэффициент усиления-указателем. Различное положение указателя на шкале определяет точку опоры рычага. Это позволяет получить различную скорость задающего поршня изодрома при одинаковых ходах силового поршня сервомотора. Пружина служит для компенсации силы тяжести золотника. Масляный насос реверсивного типа осуществляет подкачку масла из сливной полости в напорную магистраль аккумуляторов. Конструктивная компоновка регулятора UG-40 дана на рис. 104,

Интересна реализация ограничения топливоподачи при установке регулятора UG-40 на г.кшпых двигателях фирмы «Зульцер» (рис. 105).

Рычаг ограничения полами топлива на местном пульте управления позволяет осуществлять, при $\text{ре} >$ лирование различными способами. При больших затяжках пружины чувствительного элемента регулятора сервомотор стремится увеличить подачу топлива вследствие нарушения равновесия силы затяжки пружины и центробежных сил грузов. Зазор y в тяге к топливным насосам принимает максимальное значение, но подача топлива не может быть увеличена, так как ход указателя нагрузки ограничен рычагом, а зазор x равен нулю. Изменение топливоподачи осуществляется передвижением рычага. Указатель нагрузки постоянно прижат к рычагу. При этом реализуется предельное регулирование, так как регулятор всту-

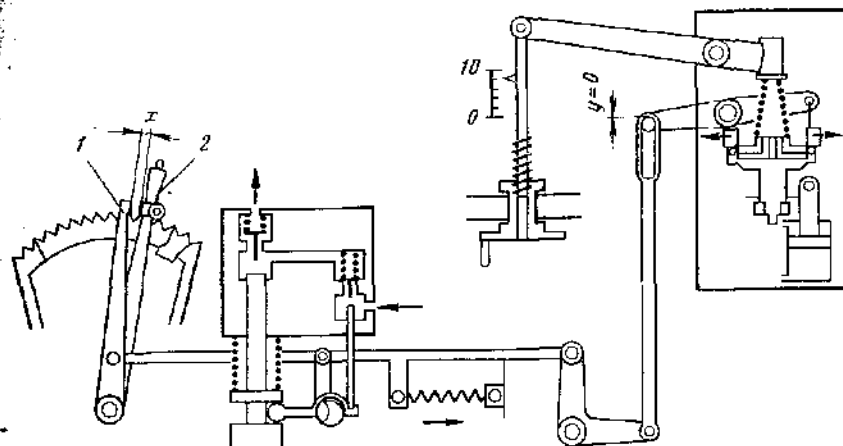


Рис. 105. Схема включения регулятора в систему управления:
/ - указателя (ель нагрузки); 2 - ограничитель подачи топлива

пает в действие только при достижении угловой скорости, определенной затяжкой пружины чувствительного элемента.

Если положение рычага и затяжка пружины чувствительного элемента обеспечивают зазор x более 10 мм., а зазор y равен нулю, двигатель находится под управлением регулятора. В этом случае осуществляется всережимное регулирование. При зазоре x , равном 2-3 мм, регулятор работает только на уменьшение подачи топлива и не может его увеличивать из-за ограничения рычагом. Такое регулирование называется всережимно-предельным и рекомендуется при волнении моря и других резких изменениях сопротивления движению судна.

На рис. 106 представлена кинематическая схема регулятора «Вудвард» модификации UG-40TL, имеющего встроенный механизм ограничения нагрузки. Последнее осуществляется путем ограничения движения золотника 10 чувствительного элемента вниз, так как при движении золотника 10 вниз нижняя полость сервомотора сообщается с напорной магистралью и поршень сервомотора движется вверх на увеличение подачи топлива. Движение золотника вниз может быть ограничено рычагом 11 а выключающим штоком. Положение штока определяется программным устройством, которое сравнивает положение вала, задающего затяжку пружины чувствительного элемента (задание угловой скорости), с положением выходного вала, определяющего топливоподачу. Реализуется как бы подвижный упор, ограничивающий подачу топлива в зависимости от задания угловой скорости.

При фиксированном положении вала, задающего угловую скорость путем затяжки пружины, кривошип, жестко соединенный с валом 12, будет неподвижен. При увеличении нагрузки сервомотор разворачивает выходной вал 13 на увеличение подачи топлива. Кривошип, жестко соединенный с валом 13, поднимая тягу, будет разворачивать рычаг 17. Планка упрется в штырь кривошипа, и дальнейшее движение тяги вверх приведет к тому, что рычаг 17 посредством штыря развернет планку ограничения против

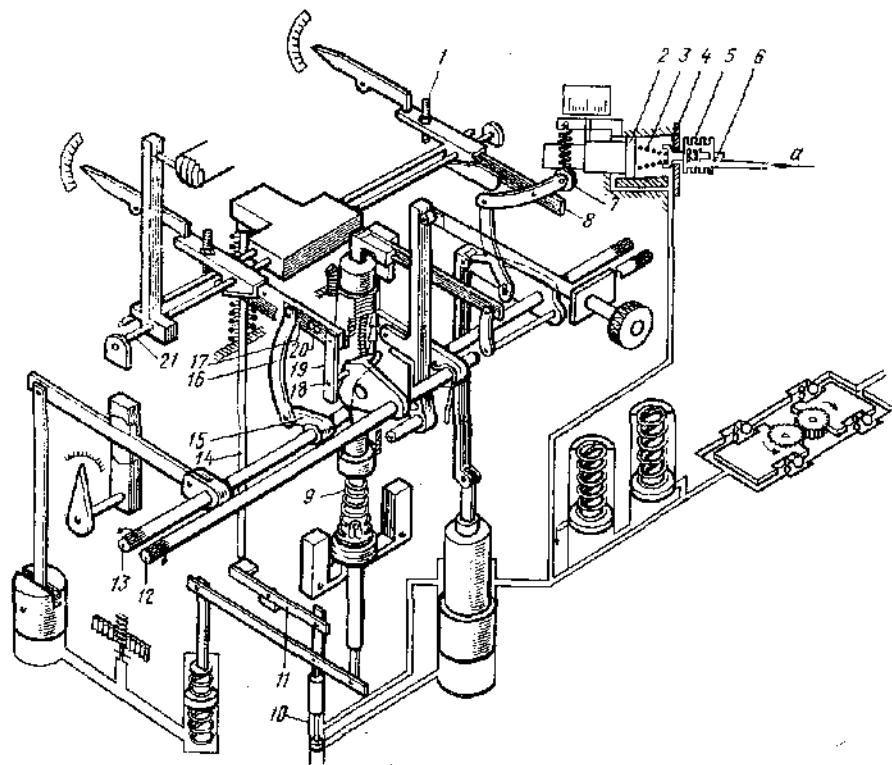


Рис. 106. Кинематическая схема регулятора «Вудвард» (модификация UG-40TL): 1-регулирующий винт; 2-поршень; 3-установочная пружина; 4-клапан; 5-сильфон; 6-установочный винт; 7-ролик; 8, IV, 77-рычаг; 9-пружина задания; 10-золотник; 12, 13-вал; 14-выключающий шток; 15-длинный штифт; 16-тяги; 17-штифты кривошипа; 19-планка; 20-штифты рычага; 21-ось

часовой стрелки относительно оси 21 и винтом ограничителя воздействует на выключающий рычаг. Последний нажимает на выключающий шток, и рычаг 11 перемещает золотник вверх. Дальнейшее увеличение подачи топлива становится невозможным.

Кроме ограничения нагрузки по заданию угловой скорости, модификация регулятора имеет встроенный механизм ограничения подачи топлива при падении давления продувочного воздуха. Продувочный воздух подводится к сильфону по каналу *a*. Сильфон управляет клапаном. Положение клапана определяется с одной стороны силой пружины, а с другой-силой упругости гофр сильфона и пружины, натяжение которой устанавливается винтом. При нормальной работе дизеля положение клапана такое, что поршень находится в равновесном состоянии и неподвижен.

При падении давления продувочного воздуха клапан перемещается вправо и закрывает сливное отверстие. Давление масла, поступающего из напорной магистрали регулятора, увеличивается с обеих сторон поршня, но так как поршень дифференциального типа, а площадь поршня справа больше, то он перемещается влево. При этом профильное лекало воздей-

ствует на ролик 7 и рычаг 8 поднимается вверх, нажимая регулирующим винтом через траверсу на выключающий рычаг. Последний нажимает на выключающий шток, и рычаг 11 перемещает золотник вверх, что приводит к уменьшению подачи топлива, так как нижняя полость силового сервопоршня сообщается со сливной магистралью и последний движется вниз. Управление главным двигателем ДКРН74/160-3 при изменении внешней нагрузки гребного винта осуществляется с помощью всережимного автоматического регулятора типа PGA (рис. 107).

Давление масла $p_{упр}$ командного сигнала, пропорциональное положению рукоятки поста дистанционного управления рулевой рубки или пусковой рукоятки центрального поста управления в зависимости от вида управления главным двигателем (дистанционного автоматизированного или дистанционного) передается в верхнюю полость подпружиненного сервопоршня механизма изменения задания регулятора. Это давление определяет положение сервопоршня, степень натяжки пружины задания и, таким образом, требуемую угловую скорость вала главного двигателя. На рис. 107 элементы и узлы регулятора показаны в положении, соответ-

рис. 107

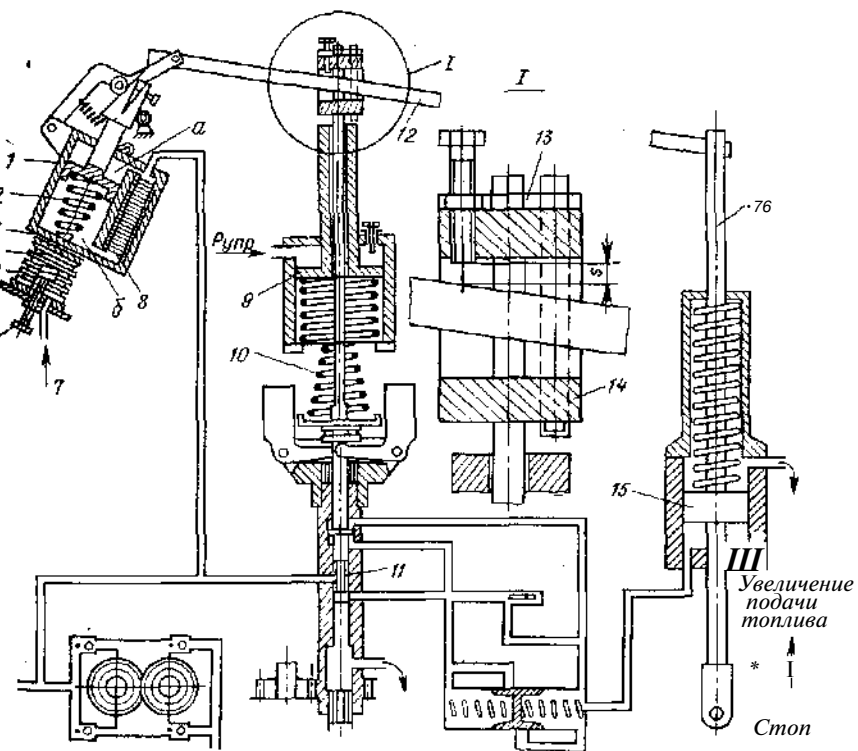


Рис. 107. Регулятор типа PGA:

1-датчик давления продувочного воздуха; 2, 4-пружины; 3-конический клапан; 5-сильфон; 6-регулирующий винт лазика управления; 7-импульсная трубка; 8-пакет дросселей; 9-сервооршень; 10-пружина задания; 11-управляющий золотник; 12-соединительный рычаг; 13-регулирующий винт ограничителя топлива; 14-блок остановки; 15-силовой поршень; 16-шток силового поршня

ствующем работе двигателя на установившемся (равновесном) режиме. При этом силовой поршень регулятора, связанный посредством гидроусилителя с промежуточным валом топливных насосов высокого давления, устанавливает такую подачу топлива в цилиндры двигателя, значение которой определяется как давлением масла командного сигнала, так и внешней нагрузкой на двигатель, обусловленной действием гидродинамических сил гребного винта и корпуса судна.

Главный двигатель марки 6ДКРН74/160-3 оснащен двумя газотурбонагнетателями, которые подают в ресивер двигателя воздух, необходимый для продувки и наддува цилиндров. На маневровых режимах при увеличении командного сигнала $p_{уир}$ либо в случае возрастания внешней нагрузки на двигатель со стороны гребного винта автоматический регулятор увеличивает подачу топлива. При этом из-за инерционности газотурбонагнетателей и воздушного тракта нарушается соответствие между количеством топлива, которое может полностью сгореть, и количеством воздуха, подаваемым в цилиндры двигателя за цикл.

Увеличение регулятором топливоподачи в цилиндры двигателя за цикл при дефиците наддувочного воздуха приводит в эксплуатации к неполному сгоранию, сажеобразованию, снижению коэффициента полезного действия (к.п.д.) и, как следствие, к увеличению удельного расхода топлива и повышению изнашивания деталей двигателя. Несоответствие между подачей топлива в цилиндры двигателя и необходимым для его полного сгорания давлением продувочного воздуха тем значительнее, чем более резко увеличивается давление масла командного сигнала задания (в регуляторе) или внешней нагрузки на двигатель.

С целью уменьшения и устранения отрицательных последствий, которые могут быть вызваны существенными отклонениями от допустимых норм в соотношении между увеличиваемой подачей топлива и давлением наддувочного воздуха, в регуляторе типа PGA предусмотрено устройство для ограничения подачи топлива в процессе набора угловой скорости и нагрузки двигателем.

Механизм ограничения подачи топлива по давлению продувочного воздуха реализует программную зависимость и состоит из датчика 1 давления, кулачка с косым профилем и соединительного рычага. Один конец последнего шарнирно крепится к штоку силового поршня регулятора, а положение другого конца зависит от положения поршня датчика давления 1. Соединительный рычаг проходит под блоком остановки, который жестко связан с управляющим золотником.

С увеличением внешней нагрузки на двигатель или давления масла командного сигнала задания в регуляторе силовой поршень перемещается в направлении увеличения подачи топлива. Подача топлива возрастает до тех пор, пока управляющий золотник находится в положении, смещенном вниз по отношению к нейтральному, т. е. пока происходит подача масла из силовой магистрали регулятора под силовой поршень.

В результате регулирования управляющий золотник устанавливается в нейтральное положение центробежными грузами в момент выполнения заданной команды по угловой скорости вала, требуемой гребным винтом и развиваемой двигателем и согласования нагрузок.

При введенном в действие механизме ограничения (регулировочный винт ограничителя топлива не полностью вывинчен) управляющий золотник может быть установлен в нейтральное положение непосредственно силовым поршнем. В процессе его движения в направлении увеличения подачи топлива с помощью соединительного рычага и блока остановки). В этом случае силовой поршень приходит в состояние равновесия на отметке подачи топлива, которое определяется характеристикой, приведенной на рис. 108.

Соединительный рычаг, находясь в контакте с винтом ограничителя топлива, удерживает через блок остановки управляющий золотник в нейтральном положении (см. рис. 107).

Как бы ни возрастала внешняя нагрузка на двигатель или давление масла командного сигнала задания на регулятор, силовой поршень не в состоянии увеличить подачу топлива до тех пор, пока не возрастет давление продувочного воздуха.

Кулачок с регулируемым наклоном косоугольного профиля установлен на поршне датчика давления продувочного воздуха. Дифференциальный поршень находится в равновесном состоянии, когда давление продувочного воздуха не изменяется, уравновешивается давлением масла и усилием пружины 2. В полость а масло поступает непосредственно из линии нагнетания регулятора, а в полость б-через пакет дросселей. Конический клапан в этом случае уравновешивается противоположно направленными усилиями пружины 4, усилиями, развиваемыми сильфоном, в полость которого по импульсной трубке подается продувочный воздух из ресивера, с одной стороны, и усилиями пружины 2 и давления масла в полости б датчика давления-с другой. Конический клапан как бы «плавает» над своим седлом, постоянно обеспечивая некоторый расход масла через пакет дросселей в сливную полость регулятора и равновесное состояние поршня датчика в зависимости от давления продувочного воздуха. Давления масла по полостям дифференциального поршня датчика при этом будут различными, соотношение между ними и степень деформации пружины 2 будут зависеть от положения поршня датчика.

Во время работы двигателя на установившемся режиме вследствие постоянного расхода масла через конический клапан в верхней части датчика наблюдается вспенивание масла, что свидетельствует о нормальном функционировании датчика.

Предварительная степень затяжки пружины 4 устанавливается регулировочным винтом. По мере увеличения давления продувочного воздуха в сильфоне конический клапан, увеличивая сброс масла из полости б, устанавливает поршень датчика в другие состояния равновесия. При этом косоугольный профиль кулачка механизма ограничения, опускаясь, способствует повороту соединительного рычага против часовой стрелки относительно шарнирного соединения со штоком силового поршня, что увеличивает зазор л. Это позволяет при необходимости *управляющему золотнику* пере-

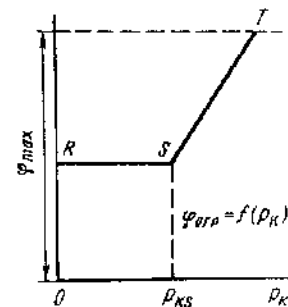


Рис. 108. Программа ограничения подачи топлива по давлению продувочного воздуха

мещаться из нейтрального положения в направлении дальнейшего увеличения силовым поршнем подачи топлива.

Если давление продувочного воздуха в сильфоне по каким-либо причинам упадет, то конический клапан под воздействием пружины 2 прикроет слив масла, давление в полости *б* поднимется и заставит поршень датчика переместиться вверх. Кулачок при этом через систему кинематических связей развернет соединительный рычаг по часовой стрелке относительно шарнирного соединения со штоком силового поршня. Зазор *s* уменьшится или будет полностью выбран. Значение ограничительной подачи топлива снизится до уровня, соответствующего новому значению давления продувочного воздуха.

При падении давления продувочного воздуха механизм ограничения, действуя, таким образом, посредством блока остановки, способен заставить регулятор снизить подачу топлива до уровня, соответствующего ограничению. Настройка механизма ограничения подачи топлива осуществляется регулировочным винтом ограничителя топлива, регулировочным винтом датчика давления и изменением уклона косога профиля кулачка к оси поршня датчика давления.

Регуляторы *PG* применяют в большинстве случаев таким образом, чтобы их основной задачей являлось поддержание подачи в двигатель такого количества топлива, при котором обеспечивалась бы постоянная угловая скорость вала двигателя при изменяющейся нагрузке. Некоторые судовые регуляторы служат для поддержания двигателем определенной мощности для каждой определенной настройки регулятора.

Для достижения этих целей контрольная система нагрузки, встроенная в регулятор, устанавливает нагрузку двигателя до заранее определенного уровня-для каждой определенной ступени угловой скорости регулятора. В судовых установках, имеющих винты регулируемого шага, контрольная система нагрузки действует через сервоустройство, которое варьирует шаг винта, чтобы изменить нагрузку двигателя.

На рис. 109 дана упрощенная схема. Положение сервопоршня определяет нагрузку на пружину регулятора скорости и тем самым задание угловой скорости. Один конец качающегося рычага прикреплен к штоку сервопоршня регулировки угловой скорости, другой-соединен с контрштоком силового поршня. Поршень контрольного регулировочного клапана нагрузки регулирует сервоустройство, которое подвешено на качающемся рычаге и регулирует нагрузку двигателя. На рис. 109 показано, что для каждого значения угловой скорости имеется только одна установка подачи топлива, при которой поршень контрольного регулировочного клапана нагрузки будет в нейтральном положении.

Предположим, что нагрузка двигателя повышается. Двигатель понижает угловую скорость вала, регулирующий золотник регулятора опускается и силовой поршень начинает движение вверх, чтобы дать дополнительную дозу топлива, которая необходима для поддержания заданной угловой скорости при увеличенной нагрузке. Когда силовой поршень поднимается, он одновременно поднимает один конец качающегося рычага, который в свою очередь поднимает поршень регулирующего клапана нагрузки выше его нейтрального положения. Нагнетаемое масло потечет

механизму сервоуправления нагрузкой, чтобы уменьшить нагрузку двигателя путем изменения шага ВРШ.

При уменьшенной нагрузке новое, более высокое, положение силового поршня приведет к тому, что топлива будет поступать больше, чем нужно для поддержания обусловленной угловой скорости, угловая скорость превысит заданное значение, регулятор сработает на уменьшение подачи топлива и одновременно опустит поршень клапана, регулирующего нагрузку.

Г Уменьшение нагрузки и подачи топлива, происходящее одновременно, продолжается до тех пор, пока угловая скорость не будет равняться установленной и силовой поршень не вернется в первоначальное положение, установив тем самым регулирующий клапан в нейтральное положение. Когда регулирующий клапан снова будет в нейтральном положении, остановится движение механизма сервоуправления нагрузкой. Когда нагрузка уменьшается, регулятор регулирует в последовательности, противоположной описанной выше.

Для обеспечения параллельной работы главных двигателей в регуляторе ШВх *PGA* применяется пневматическая система выравнивания нагрузки, показанная на рис. ПО. На шток золотника чувствительного элемента КАУЛЖЮ регулятора воздействует пневматический сервомотор. Нижняя полость всех сервомоторов находится под одинаковым давлением воздуха,

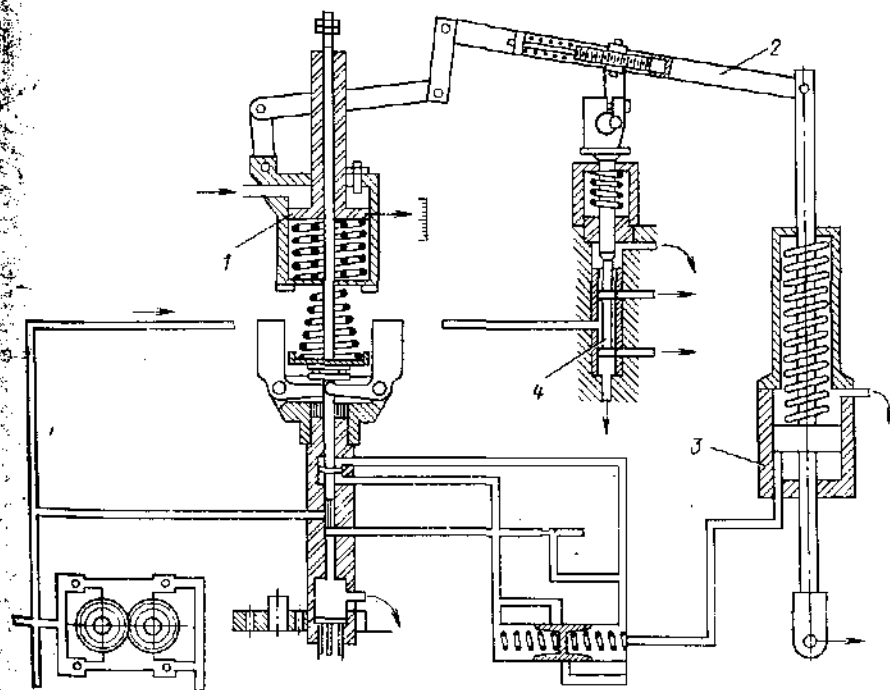


Рис. 109. Схема контрольной системы нагрузки:

1-сервопоршень задания скорости; 2-качающийся рычаг; 3-силовой поршень; 4-регулирующий клапан нагрузки

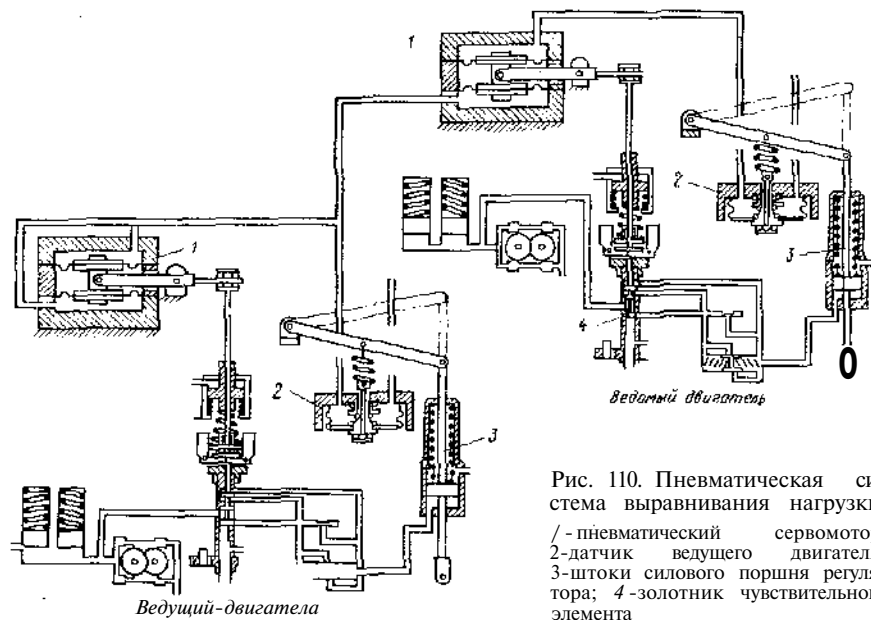


Рис. 110. Пневматическая система выравнивания нагрузки:
 1 - пневматический сервомотор;
 2 - датчик ведущего двигателя;
 3 - штоки силового поршня регулятора;
 4 - золотник чувствительного элемента

выходящего из датчика ведущего двигателя. Пневматические датчики устанавливаются на всех регуляторах. Давление воздуха на выходе из датчика определяется положением штока силового поршня регулятора и пропорционально подаче топлива на двигатель. У ведущего двигателя обе полости пневматического сервомотора находятся под одинаковым давлением, пропорциональным давлению воздуха на выходе его из датчика. У ведомых двигателей верхние полости сервомоторов находятся под давлением воздуха, выходящего из датчиков этих двигателей.

При неравномерном распределении нагрузок на двигатели силовые поршни регуляторов займут разное положение по отношению к ведущему двигателю. У ведомых двигателей нарушится равновесие в пневматических сервомоторах, так как рабочая среда верхних полостей будет воспринимать разное давление от своих датчиков. Сервомоторы ведомых регуляторов будут воздействовать на золотники чувствительных элементов своих регуляторов до тех пор, пока силовые поршни регуляторов не займут положение, одинаковое с положением силового поршня ведущего двигателя. Такая схема параллельной работы главных двигателей на один гребной винт в настоящее время встречается часто.

На судовых дизель-генераторах широко распространен регулятор модели УГ-8, схема которого дана на рис. 111. Регулятор этого типа отличается от базового регулятора УГ наружным расположением рукояток настройки, что позволяет производить настройку регулятора на работающем двигателе.

Принцип действия регулятора и устройство изодромной обратной связи такие же, как и у базового регулятора УГ. Задание угловой скорости осуществляется рукояткой синхронизатора или дистанционно-электродвигателем через фрикционную муфту. Регулировка жесткой обратной связи

осуществляется перемещением опоры с помощью винта, выведенного на шпиль регулятора. Ограничитель нагрузки действует от рейки, связанной с зубчатой рейкой «шовным сервомотором». При движении поршня сервомотора вверх изменение подачи топлива зубчатая рейка приводит во вращение тестер-указателя нагрузки (верхняя стрелка) и через кулачковое устройство ограничителя нагрузки перемещает левый конец рычага вниз. Правый конец рычага поднимает золотник чувствительного элемента вверх, доступный из напорной магистрали аккумуляторов в управляемую нижнюю. Жалость сервомотора прекращается и силовой поршень останавливается. Для нажатия на левое плечо рычага золотник поднимается, нижняя полость силового сервомотора сообщается со сливной магистралью и регулятор останавливает двигатель.

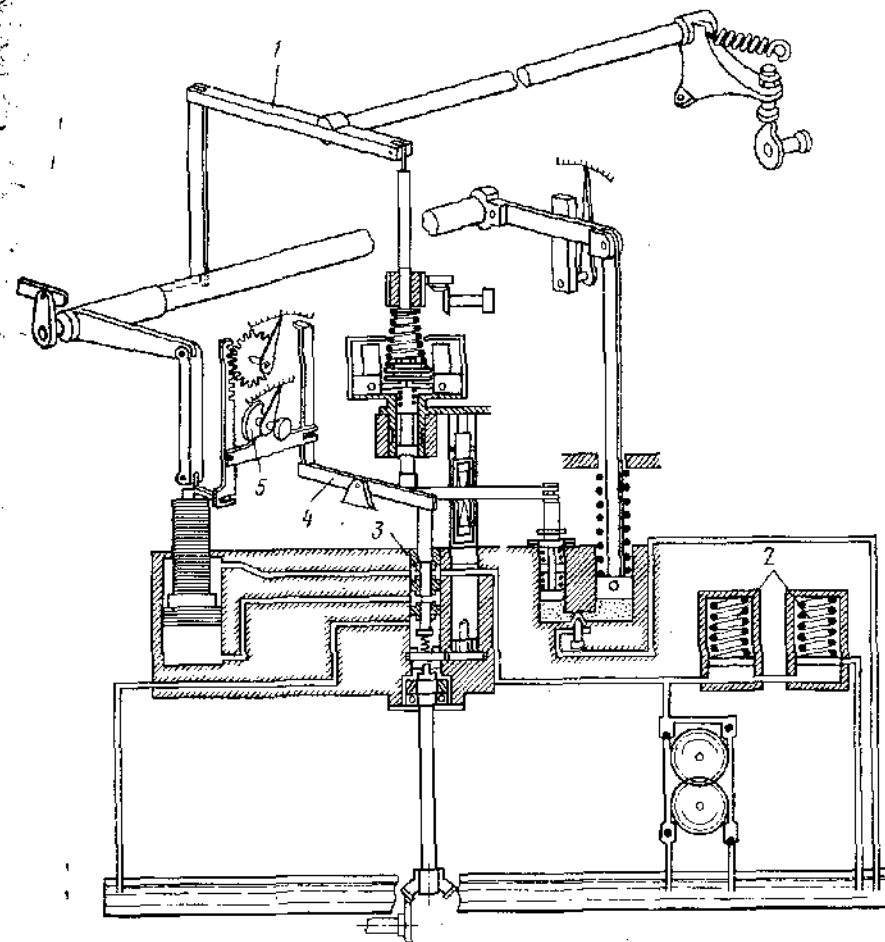


Рис. 111. Регулятор Вудвард модели УГ-8:

* - жесткая обратная связь; 2 - аккумуляторы; 3 - золотник чувствительного элемента; 4 - рычаг; 5 - ограничитель нагрузки

§ 33. ЭЛЕКТРОННЫЕ РЕГУЛЯТОРЫ СКОРОСТИ

В настоящее время быстро развиваются и находят все большее применение электронные регуляторы скорости. Они универсальны, обладают широким диапазоном настроек, хорошо сочетаются с системами дистанционного управления, легко моделируются на ЭВМ, недороги при серийном изготовлении. По мере повышения надежности электронных регуляторов следует ожидать их широкого распространения. Уже накоплен опыт эксплуатации электронных регуляторов нескольких типов, применяемых для управления главными двигателями.

Электронный регулятор фирмы STL типа 990. Регулятор предназначен для управления дизелем по стабилизации угловой скорости либо по стабилизации положения топливной рейки (рис. 112). В случае управления по стабилизации угловой скорости может быть ограничено максимальное положение топливной рейки, а при управлении по стабилизации положения топливной рейки может быть ограничена максимальная угловая скорость.

Сигнал от задающего устройства проходит через селектор минимума 2, где сравнивается с ограничениями по максимуму и минимуму угловой скорости. Далее сигнал поступает к усилителю регулятора типа ПИ, где сравнивается с сигналом от тахометра.

Выходной сигнал от усилителя поступает в электронный блок винтовой характеристики двигателя, где корректируется в соответствии с видом кривой таким образом, чтобы обеспечить устойчивую работу двигателя во всем диапазоне значений угловой скорости. Откорректированный сигнал поступает в другой селектор минимума 5, в котором происходят ограничения по максимальной подаче топлива, коррекция по давлению продувоч-

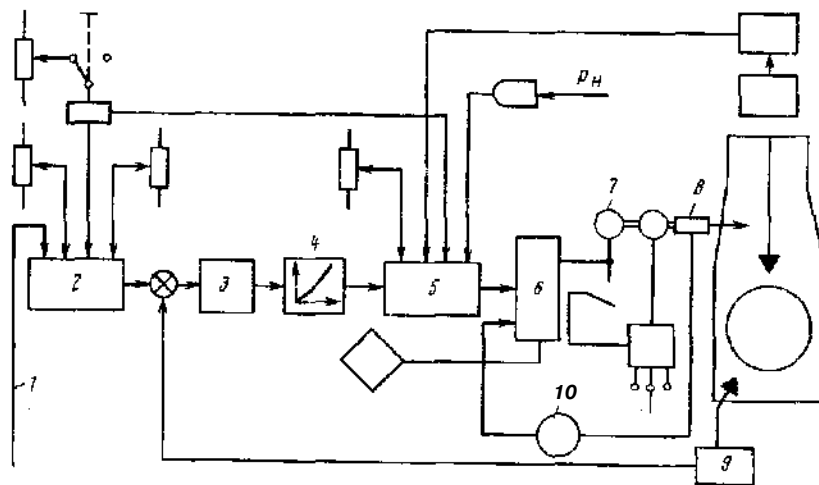


Рис. 112. Электронный регулятор фирмы STL типа 990:

1 - задающее устройство; 2, 5 - селекторы минимума; 3 - усилитель регулятора; 4 - электронный блок винтовой характеристики двигателя; 6 - блок управления сервомотором; 7 - тахометр; 8 - датчик положения топливной рейки; 9 - электродвигатель постоянного тока; 10 - редуктор; 11 - исполнительный орган.

воздуха и выработка команды на остановку при разное двигателе. Селектор минимума 5, через этот селектор можно задавать любую уставку положения топливной рейки, если регулятор работает в режиме постоянного положения топливной рейки.

После селектора минимума 5 сигнал поступает в блок управления сервомотором, где он сравнивается с сигналом от датчика положения топливной рейки. Кроме того, к блоку управления подключена защита от поломки сервомотора, контролирующей исправность основных элементов регулятора. В случае неисправности сервомотор немедленно останавливается.

Сервомотор регулятора представляет собой электродвигатель постоянного тока с редуктором. Последний выполнен в виде шпинделя с резьбой и гайкой. Такая конструкция позволяет получать на выходе максимальный крутящий момент при электрическом исполнительном органе.

Электронные регуляторы серии DYNA. Регуляторы этой серии осуществляют пропорциональное, интегральное и производное (ПИД) регулирование скорости с большим быстродействием. Система регулирования ПИД обеспечивает надежное сокращение продолжительности переходных процессов примерно на 30% по сравнению с продолжительностью этих процессов в обычных инерционных регуляторах. Система регуляторов DYNA включает в себя регуляторы разных степеней сложности - от I до IV. Регулятор DYNA I - наиболее совершенный электронный регулятор, имеющий чрезвычайно малую инерционность, предназначенный для точного регулирования угловой скорости. В этом базовом устройстве не требуется механического привода или циркуляции масла. Регулятор может быть установлен на кронштейн любого двигателя: дизеля, карбюраторного, газового, газожилищного двигателя, паровой, водяной или газовой турбины. В систему входит магнитный датчик, обычно работающий от частотных импульсов, возникающих при прохождении мимо него зубьев венца маховика. Вместо маховика может быть использован диск с отверстиями либо прорезями или как-либо другое устройство. Датчик можно заменить тахогенератором.

Система DYNA II отличается от предыдущей тем, что имеет несколько входов и несколько (или один) выводов. Вспомогательные устройства регулятора DYNA II включают в себя распределитель нагрузки, устройство дистанционного изменения заданной угловой скорости, автоматическое синхронизационное устройство и др. Система DYNA II дает возможность изменять подачу топлива в зависимости от угловой скорости, давления в топливном коллекторе и других величин.

Система DYNA III содержит дополнительно электронное устройство для регулирования напряжения. Система DYNA III регулирования и управления имеет микроЭВМ, воздействующую на защитные устройства двигателя. В эту систему входят устройства для автоматического пуска и остановки, наблюдения за параметрами двигателя (давлением масла, температурой охлаждающей жидкости, подшипников и др.).

Основным элементом, всех регуляторов этого типа является исполнительный механизм, регулирующий подачу топлива (рис. 113). Имеется несколько типов исполнительных механизмов: 4-1; +3; +6, номинальной мощностью которых составляет 1,6; 4,3; 8 Дж*. Специальная конструкция

* Соответственно 163; 470; 816 кгс·см.

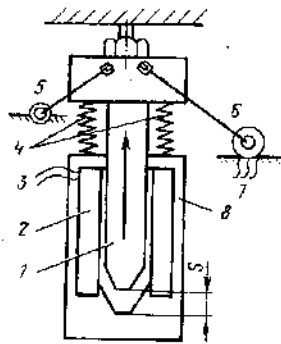


Рис. 113. Исполнительный механизм:

1-подвижный якорь; 2-катушка соленоида; 3-подвод тока к катушке; 4- пружины; 5-поворотный силовой вал; 6- передатчик; 7- обратная связь; 8- стационарный магнитопроводный корпус; s-воздушный зазор

На рис. 114 показан принцип действия системы регулирования. Сигнал частоты вращения магнитного датчика преобразуется в напряжение постоянного тока. Преобразованный сигнал поступает в сумматор, где сравнивается с дополнительным внешним эталонным сигналом. Кроме того, в сумматор поступает сигнал, пропорциональный положению якоря исполнительного механизма. Сигналы угловой скорости и положения якоря сравниваются с эталонным, и в результате этого появляется сигнал отклонения угловой скорости E_n , который проходит сначала через пропорцио-

корпуса и перемещающегося якоря дала возможность получить линеаризованную характеристику.

Для заданной силы тока при уменьшении воздушного зазора усилие, создаваемое электромагнитом, возрастает. Пружины имеют предварительный натяг, чтобы создавать начальную нагрузку, когда якорь находится в положении, соответствующем нулевой подаче топлива. Предварительное натяжение пружин возвращает якорь в положение нулевой подачи в случае прекращения поступления тока в обмотку и действует как предохранительное устройство.

Однако рекомендуют помимо этого иметь еще одно независимое устройство, предохраняющее от разгона двигателя. Потенциометр обратной связи обеспечивает значительно более точную установку исполнительного механизма, чем какое-либо гидравлическое устройство. Исполнительный механизм имеет очень небольшое число движущихся, а следовательно, и изнашивающихся деталей.

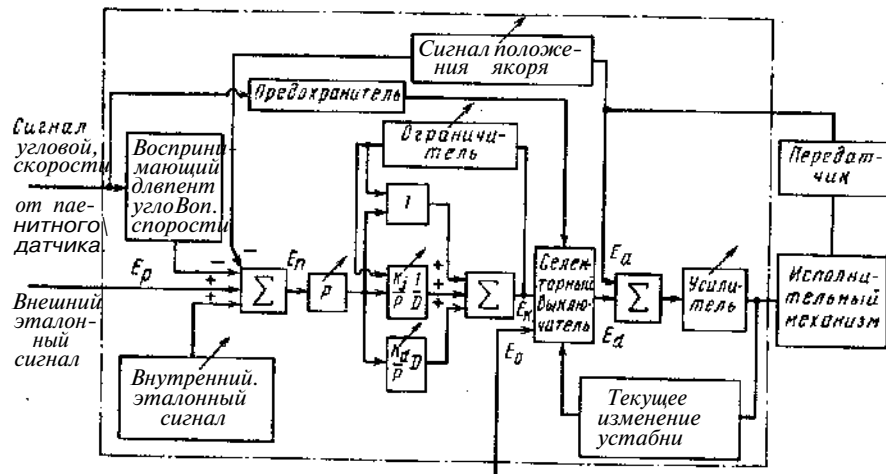


Рис. 114. Принципиальная схема системы регулирования

усилитель P , затем параллельно через три усилителя: пропорциональный I , интегральный $(Kj/p)(l/D)$ и производный (KjD/p) . В результате возникает сигнал нагрузки E_k .

Пропорциональный усилитель служит для стабилизации системы, интегральный-для регулирования скорости изменения положения контролера производный-для регулирования скорости изменения отклонения угловой скорости. Сигнал E_k сравнивается с внешним сигналом E_0 и через селекторный выключатель подает сигнал E^{\wedge} на изменение положения якоря исполнительного механизма. Предварительно сигнал E_d сравнивается с сигналом E_0 положения якоря.

Система DYNA IV имеет дополнительные элементы: предохранительное устройство, которое при отсутствии импульсов в измерительном контуре переводит исполнительный механизм в положение нулевой подачи топлива, ограничитель тока в обмотке электромагнита и др.

Электронный регулятор скорости главного двигателя теплохода «Росток». В устройстве регулирования угловой скорости входят следующие узлы: электронный регулятор, фильтр волнения моря, корректор, выключатель. Управление электронным регулятором проводится методом сложения (Напряжений задающего устройства ДАУ и тахогенератора.

На рис.115 показано формирование выходного сигнала управления электронным регулятором в зависимости от задающего устройства тахогенератора и программы ограничения и разгона. Как следует из рис. 115, сигнал заданной угловой скорости снимается с потенциометра задающего устройства ДАУ и поступает в точку сравнения /7-26 через контакты реле RS 3 X 3 H R S 2 X 1 . ОТ ЭТОГО же сигнала срабатывают реле RS 3 x 3, которое подключает точку сравнения (7-26 к потенциометру ограничителя п.; реле RS 2 x 1, которое подключает точку 17-26 к автоматической системе разгона, работающей в функции времени.

В качестве электронного регулятора используется трехпозиционный переключатель с регуляторно-емкостной связью. На рис. 116 приведена функциональная схема трехпозиционного переключателя, в которую входят: нелинейный трехпозиционный элемент (НТЭ) релейного типа с устой-

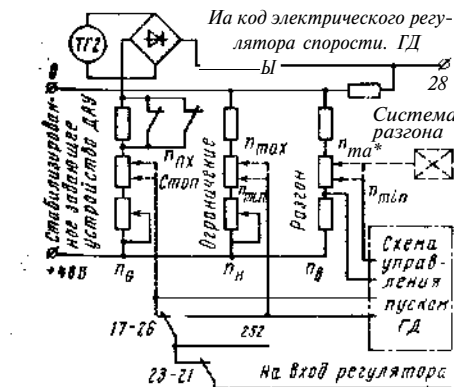


Рис. 115. Схема управления электронным регулятором

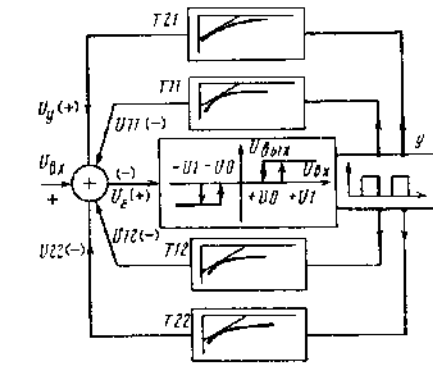


Рис. 116. Функциональная схема трехпозиционного переключателя

чивым средним положением при отсутствии тока; аperiodические звенья $T11$, $T12$, $T21$, $T22$. Нелинейный трехпозиционный элемент открывается от сигнала «плюс» (+).

Например, на выходе уменьшения угловой скорости появляется сигнал, тогда начинает действовать обратная связь аperiodических звеньев $T11$ и $T22$, которая закрывает НТЭ, и на его выходе сигнал прекращается. Процесс будет повторяться до тех пор, пока не прекратится выходной сигнал. Таким образом, на выходе получится сигнал импульсного характера. Частота импульсов зависит от постоянных времени аperiodических звеньев.

Аналого-дискретный регулятор с блоком коррекции на полупроводниковых логических элементах типа «Спектор» разработан в Ленинградском высшем инженерном морском училище (ЛВИМУ). Регулятор предназначен для поддержания регулируемой величины в заданных пределах. По своему назначению регулятор может быть отнесен к универсальному типу, т. е. может применяться для любой регулируемой величины, однако требует определенного вида и диапазона изменения входного сигнала, в качестве которого используется напряжение, изменяющееся от 0 до 3 В.

Генератор импульсов, включающий реле времени и двоичный четырехзарядный счетчик, настраиваемый таким образом, чтобы его постоянная времени соответствовала постоянной времени объекта, периодически через время T выдает импульсы на элемент пуска регуляторов, который представляет собой триггер с реле времени.

Импульсы с элементов пуска модуляторов периодически поступают на входы записи широтно-импульсных модуляторов, где происходит считывание накопленной информации. Длительность выходного сигнала каждого широтно-импульсного модулятора пропорциональна напряжениям, снимаемым с датчиков, т. е. фактически значениям регулируемой величины и задания. Оценка рассогласования текущего и заданного значения регулируемого параметра происходит в логических элементах сравнения, которые выдают сигнал соответствующего знака с длительностью, пропорциональной величине отклонения регулируемого параметра от заданного.

После анализа в логическом устройстве «больше-меньше» и усиления по времени он поступает в соответствующую линию управления электродвигателем, которая открывается тем же устройством «больше-меньше».

Для более быстрой ликвидации сигнала рассогласования в цепь обратной связи введено корректирующее устройство, которое сравнивает значения двух последовательных сигналов рассогласования и в зависимости от их разности корректирует длительность работы шагового двигателя. Это особенно ценно при регулировании объектов со значительной инерционностью. Принцип заключается в следующем. Логическое устройство посылает поочередно на соответствующие устройства запоминания сигналы, причем считывание информации происходит через время, равное $2T$. При рассогласовании величин элемент сравнения выдает сигнал, увеличивающий время работы шагового двигателя, тем самым увеличивая регулирующее воздействие на объект регулирования.

VII. РЕГУЛЯТОРЫ СУДОВЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

РЕГУЛЯТОРЫ ПРИЕМИСТОСТИ

III Приемистость характеризует способность двигателя изменять свою мощность с той или иной скоростью. Скорость изменения мощности ГТУ ограничена рядом факторов, определяющих безопасную работу двигателя. В связи с тем что газотурбинные двигатели работают на основных эксплуатационных режимах при максимальной температуре газов, переход с одного режима на другой должен совершаться в пределах допустимых изменений температурного поля газовых турбин. Для этого скорость изменения топливоподачи или соотношения «топливо-воздух» должны иметь оптимальные значения. Кроме того, на переходных режимах запасы по моменту компрессоров и изменения угловой скорости турбокомпрессоров должны превышать установленных значений.

Обеспечение безопасных переходных процессов судовых ГТУ осуществляется с помощью гидрозамедлителей, ограничителей нарастания давления топлива и регуляторов приемистости. Принцип действия гидрозамедлителей основан на гидравлическом сопротивлении, создаваемом дроссельными пакетами. При быстром воздействии на орган управления ГТД, связанный с сектором газа и дроссельным краном насоса-регулятора, гидрозамедлитель увеличивает время изменения расхода топлива в двигателе на 10-15 с.

II Ограничитель нарастания давления (ОНД) уменьшает скорость изменения подачи топлива в ГТД по временной программе, устанавливая новый режим работы двигателя в течение 80 с. В верхней части ОНД (рис. 117) расположено дроссельные пакеты, через которые масло поступает от клапана постоянного давления в полость над поршнем 6. В нижнюю часть полость поршень 1 подводится топливо, поступающее от дроссельного крана насоса-регулятора. Поршень 1 действует на золотник, управляющий сливом масла из межпоршневой полости насоса-регулятора и полости над поршнем 6. Поршень 6 нагружен пружинами 4 и 5, одновременно действующими на золотник.

При резком перемещении сектора газа на увеличение мощности ГТД происходит быстрое перемещение сервопоршня насоса-регулятора на увеличение давления топлива. Преодолевая усилие пружин 4 и 5, поршень 1 и золотник перемещаются вверх. При этом золотник прекращает слив масла из полости над поршнем 6 и сообщает со сливной магистралью 6 через канал а межпоршневую полость насоса-регулятора. Поршень 6 начинает перемещаться вниз, увеличивая натяжку пружин 3-5. В результате сообщения межпоршневой полости со сливной магистралью скорость движения сервопоршня насоса-регулятора уменьшается. Произойдет ограничение нарастания давления топлива в соответствии со скоростью перемещения поршня 6, обусловленной гидравлическим сопротивлением дроссельных пакетов. Ограничитель нарастания давления закончит работу, когда под действием поршня 6 золотник вернется в установившееся положение, при

котором прекратится слив из межпоршневой полости насоса-регулятора и откроется слив из полости над поршнем 6.

При плавном изменении режима работы ГТД будет происходить постепенное увеличение давления топлива. Под действием поршня 1 золотник частично прикроет слив из полости над поршнем 6, но не сообщит межпоршневую полость насоса-регулятора со сливной магистралью. Поршень 6 по мере прохождения масла через дроссельный пакет 8 будет перемещаться вниз, сжимая пружины 3-5 и компенсируя таким образом воздействие поршня 1 на золотник. Действие ОНД прекратится, когда золотник

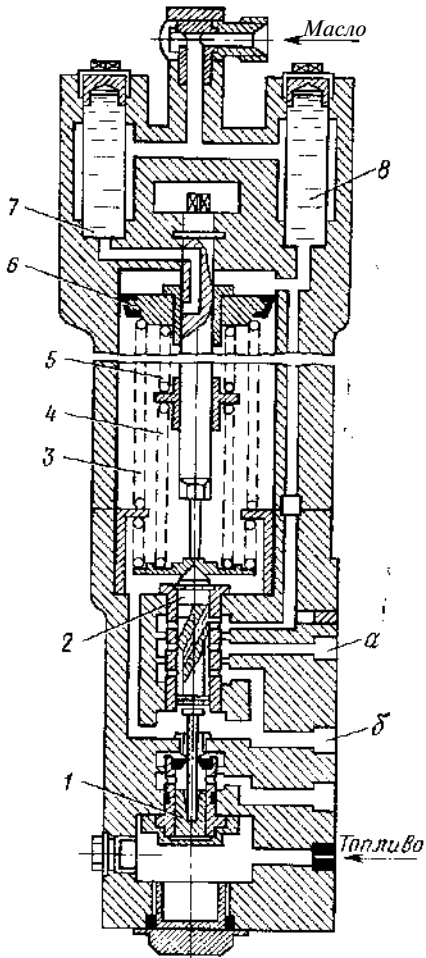


Рис. 117. Ограничитель нарастания давления:

1- поршни; 2-золотник; 3, 4, 5-пружины; 7, 8-дроссельные пакеты; а, б-капалы

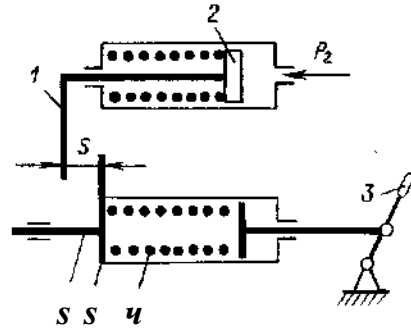


Рис. 118. Регулятор приемистости упорного типа:

1- упор; 2-поршень; 3-орган управления; 4- пружина; 5-стакан; 6-тяги

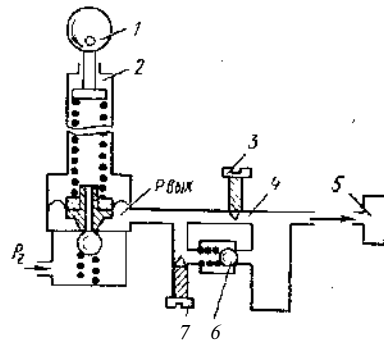


Рис. 119. Регулятор приемистости ГТУ-20:

1 кулак; 2- пневмозадающее устройство; 3, 7- дроссели; 4-емкость; 5- регулятор скорости турбокомпрессора высокого давления; 6-невозвратный клапан

вернется в установившееся положение и восстановит слив из полости над поршнем 6.

Регуляторы приемистости обеспечивают ограничение скорости изменения расхода топлива в зависимости от давления воздуха за компрессором и угловой скорости его ротора. Регулятор приемистости упорного типа показан на рис. 118. При резком перемещении органа управления тяга, связанная с дроссельным краном, перемещается на его открытие до тех пор, пока стакан не дойдет до упора поршня. Размер зазора s между упором и стаканом соответствует начальному скачку изменения подачи топлива.

По мере увеличения подачи топлива и угловой скорости вала ГТД будет повышаться давление воздуха p_2 за компрессором. Если соотношение скоростей нарастания давления топлива и воздуха соответствует заданному, тяга будет продолжать движение на увеличение подачи топлива в двигатель.

Если рост давления p_2 будет происходить медленнее, чем изменение давления топлива, движение тяги прекратится.

В системе управления ГТУ-20 предусмотрено последовательное включение регулятора приемистости и регулятора угловой скорости вала турбокомпрессора высокого давления (рис. 119). При быстром повороте вала управления ГТУ кулачок воздействует на пневмозадающее устройство, которое устанавливает на выходе давление $p_{вых}$ в зависимости от давления за компрессором p_2 . По мере разгона ГТУ давление $p_{вых}$ будет повышаться и регулятор будет плавно перенастраиваться на увеличение угловой скорости, пока давление p_2 не достигнет заданного кулачком значения. После этого давление $p_{вых}$ останется на заданном уровне, а давление p_2 будет возрастать вследствие разгона ГТД, который продолжается благодаря давлению в емкости запаздывания. Избыток давления p_2 в дальнейшем обеспечит начальный импульс, необходимый для перехода на следующий режим.

Наличие емкости позволяет установить заданное давление $p_{вых}$ на всех установившихся режимах значительно ниже p_2 . Действительно, при увеличении $p_{вых}$ давление за емкостью, используемое для перенастройки регулятора, будет повышаться плавно в соответствии с положением дросселя 3. Невозвратный клапан совместно с дросселем 7 позволяют установить время запаздывания при сбросе угловой скорости, отличное от времени перенастройки регулятора при разгоне.

Давление воздуха за компрессором не определяет однозначно границу помпажа и линию предельной температуры газов, особенно при изменении атмосферных условий и эксплуатационных характеристик двигателя. Поэтому рассмотренные регуляторы приемистости не могут обеспечить разгона ГТД по оптимальным законам. Для оптимизации разгона в соответствии с линиями минимального запаса по помпажу и номинальной температурой газов необходимо использовать устройства определения коэффициента запаса по помпажу K_v и регулятор температуры газов.

Регуляторы расхода топлива предназначены для обеспечения устойчивой работы судовых ГТД в диапазоне изменения режимов от холостого хода до полного. Принцип действия регуляторов расхода состоит в изменении давления перед топливными форсунками или перепада давлений на дроссельном кране и соответствующем изменении подачи топлива в двигатель.

На рис. 120 показан регулятор расхода топлива ГТУ-20, который поддерживает постоянное давление топлива перед форсунками на данном режиме работы двигателя. Одновременно этот регулятор используется как регулирующий орган изменения топливоподачи при работе регуляторов угловой скорости турбокомпрессоров. В нижней части регулятора расхода находятся буска и золотник, регулирующий слив топлива на перепуск топливного насоса. В верхней части расположен мембранный блок, воспринимающий пневматические сигналы регуляторов скорости и пневмозадатчика режима.

Регуляторы расхода топлива, измеряющие перепад давлений на дроссельном кране, обеспечивают независимость расхода топлива от изменений давления в камере горения и гидравлического сопротивления форсунок (рис. 121). Изменения перепада давлений на дроссельном кране воспринимаются мембранным чувствительным элементом, действующим на золотник. При смещении золотника относительно среднего поло-

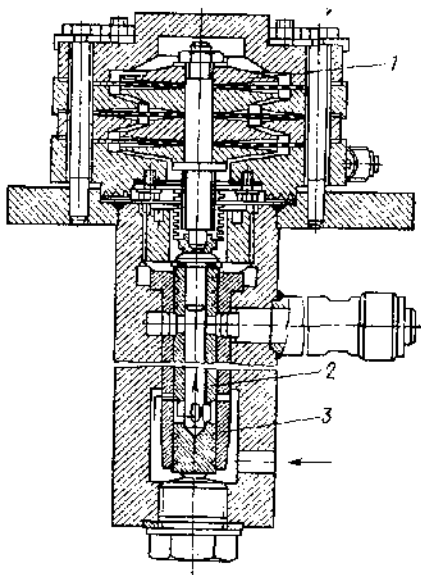


Рис. 120. Регулятор расхода топлива ГТУ-20:

1 - мембранный блок; 2 - регулирующий золотник; 3 - буска

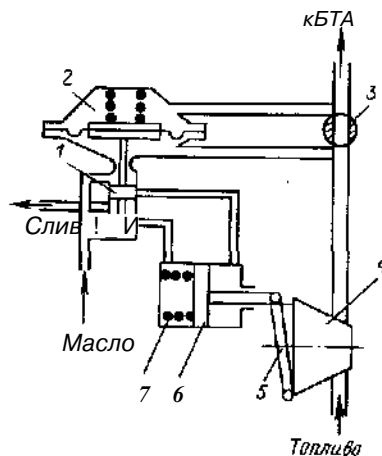


Рис. 121. Регулятор расхода топлива:

1 - золотник; 2 - мембранный чувствительный элемент; 3 - дроссельный кран; 4 - топливный насос; 5 - наклонная шайба; 6 - сервомотор; 7 - пружина

ния осуществляется подвод масла высокого давления в одну из полостей сервомотора, управляющего наклонной шайбой топливного насоса. В результате поворота наклонной шайбы изменится подача топливного насоса и перепад давлений на дроссельном кране восстановится. Наличие пружины в сервомоторе обуславливает введение в действие жесткой обратной связи, обеспечивающей ликвидацию колебаний в переходном процессе. Регулятор расхода топлива работает при разгоне ГТД до вступления в действие регулятора скорости. Отключение регулятора расхода происходит на режиме полного хода судовой ГТУ в результате действия пружины чувствительного элемента - опускающей золотник при соответствующем уменьшении перепада давлений на дроссельном кране.

Я р б . РЕГУЛЯТОРЫ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗОВ

Работа судовых ГТУ при высокой температуре газов на основных эксплуатационных режимах обуславливает необходимость использования ограничительного способа регулирования температуры газов. При этом должны выполняться следующие требования:

- точность ограничения температуры газов должна находиться в пределах 0,5-1,0% заданного значения;
- заброс температуры газов не должен превышать 3-4% максимального значения;
- время переходного процесса при ограничении температуры газов должно быть не более 3 с.

Неравномерность и нестабильность температурного поля газовых турбин усложняют условия и ухудшают возможности точного измерения температуры газов. В связи с этим чувствительные элементы регуляторов температуры газов выполняют в виде блоков, состоящих из нескольких термопар, расположенных по окружности турбины. Для повышения надежности температуру газов измеряют за турбиной высокого давления. Так как степень расширения и к. п. д. турбины высокого давления (ТВД) изменяются незначительно во всем диапазоне изменения нагрузки ГТД, температура газов T_d за ТВД связана с температурой газов T_3 перед ТВД почти однозначной зависимостью.

Термопары характеризуются значительной тепловой инерционностью, постоянные времени открытых термопар составляют 1-2 с, а экранированных 3-4 с. Поэтому прямое использование термопар в качестве датчиков температуры газов не позволяет обеспечить требуемого быстродействия автоматического регулятора. В связи с этим компенсируют влияние тепловой инерционности термопар путем введения в закон регулирования производной изменения температуры газов.

В качестве корректирующего устройства, реализующего производную T_3/dt , используется четырехполюсник RC {сопротивление-емкость} или стконтур, включенный последовательно с термопарами.

В качестве регулятора температуры газов на ГТД газотурбохода «Кашпан Смирнов» установлен импульсный регулятор, управляющий электромагнитным клапаном ограничения топливоподачи. Импульсы формируются триггером, их амплитуда постоянна, а продолжительность зависит

от величины отклонения температуры газов от номинального значения. Регулятор начинает выдавать импульсные сигналы при температуре газов, меньшей номинального значения на 20°C. При температуре, равной температуре основной настройки, импульсы имеют 50%-ную скважность¹, а при повышении температуры газов на 80° выше заданного значения скважность импульсов будет близка к 100%.

Если заброс температуры превышает заданное значение на 80°C и длится более 0,5-0,8 с, регулятор выдает сигнал на срабатывание защиты по температуре газов, которая включает электромеханизм закрытия стоп-крана топливоподдачи.

§ 37. НАСОС-РЕГУЛЯТОР

Топливная система газотурбинных установок судов типа «Капитан Смирнов» включает резервный топливный насос плунжерного типа с электроприводом, основной топливный насос-регулятор скорости, имеющий привод от ГТД, и блок топливных агрегатов (рис. 122). Резервный насос предназначен для подачи топлива высокого давления к дроссельному крану насоса-регулятора при пуске ГТД и на маневрах при включении программы «Порт». Блок топливных агрегатов (БТА) установлен на пути движения топлива высокого давления от топливных насосов к форсункам. Он состоит из стоп-крана, электромагнитного клапана термоограничения, ограничителя нарастания давления, автоматов пуска первой и второй ступеней, распределительных клапанов форсунок и других устройств.

Насос-регулятор состоит из топливного насоса плунжерного типа, регулятора скорости, регулятора расхода топлива, клапана постоянного давления масла и дроссельного крана. На рис. 123 представлена принципиальная схема насоса-регулятора. Топливный насос 3 под высоким давлением подает топливо к форсункам. Его подача регулируется наклонной шайбой. Клапан постоянного давления масла обеспечивает снабжение регулятора скорости рабочей средой. Дроссельный кран служит для задания с помощью сектора газа эксплуатационных режимов ГТД.

Регулятор скорости поддерживает постоянным скоростной режим работы турбокомпрессора высокого давления ГТД. Основными элементами регулятора являются: центробежные грузы, управляющий золотник, подвижная буска, рычаг, поршень 19, его шток, дроссельный пакет, поршень 20, пружина задания угловой скорости.

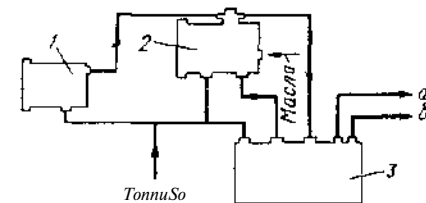
Регулятор реализует пропорционально-интегральный закон регулирования. Его изодромная обратная связь включает подвижную буску, рычаг, поршень 19 и дроссельный пакет, который определяет время изодрома. Настройка заданного значения угловой скорости в регуляторе производится с помощью винта, воздействующего на стакан и пружину.

Работает регулятор следующим образом. При увеличении угловой скорости вала ТКВД выше заданного значения центробежная сила грузов

¹ Скважность-отношение длительности импульса к продолжительности паузы между импульсами.

122. Топливная система ГТД судна типа «Капитан Смирнов»:

1-резервный топливный насос; 2-основной топливный насос-регулятор скорости; 3-блок топливных агрегатов; а-к первому каналу форсунок; б-к второму каналу форсунок



будет больше усилия пружины и золотник, управляющий подводом масла постоянного давления в полости сервомотора, сместится вправо. При этом левая полость сервопоршня 20 окажется под высоким давлением масла, а правая полость поршня 19 сообщится со сливной магистралью. В результате этого оба поршня начнут двигаться вправо: первый, уменьшая наклон шайбы топливного насоса, а второй, перемещая рычаг и буску обратной связи. Движение поршней прекратится, когда буска догонит золотник, т. е. перекроет каналы подвода и слива масла. Пропорциональный регулятор прекратит бы свою работу в результате такого действия обратной связи.

4. В изодромном регуляторе процесс регулирования на этом не заканчивается, так как под действием сжатой пружины в правой полости поршня 19 последний начинает возвратное движение влево. Поскольку поршень 20 (Ждется неподвижным, поршень 19 может двигаться по мере вытеснения масла из межпоршневой полости через дроссельный пакет и проточку Б штоке на слив в картер регулятора.

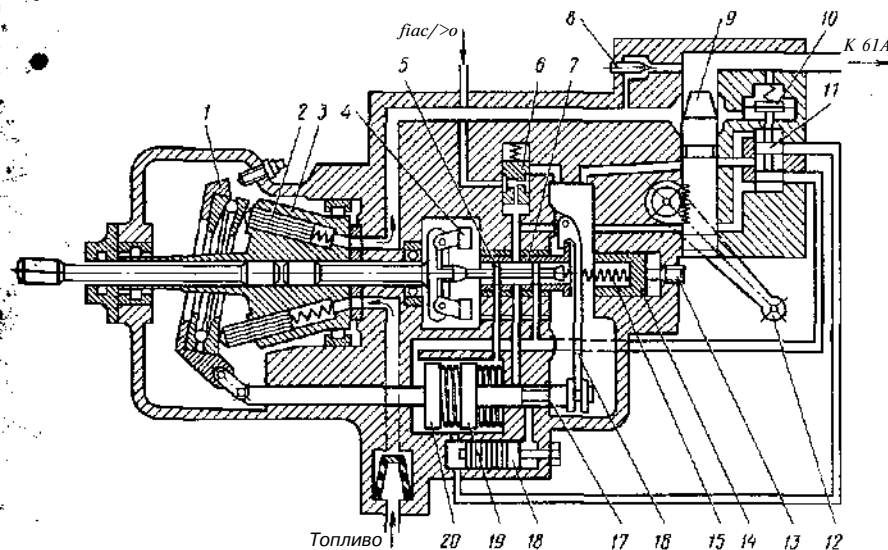


Рис. 123. Принципиальная схема насоса-регулятора:

1-наклонная шайба; 2, 3-топливный плунжерный насос; 4-центробежные грузы; 5-управляющий золотник; 6-клапан постоянного давления; 7- подвижная буска; 8-дроссель регулирования расхода топлива на холостом ходу; 9- дроссельный кран; 10, П - регулятор расхода топлива; 12-сектор газа; 13- регулировочный винт; 14 -стакан; 15 -пружина задания; 16- рычаг; 17-шток; 18-дроссельный пакет; 19, 20 поршни

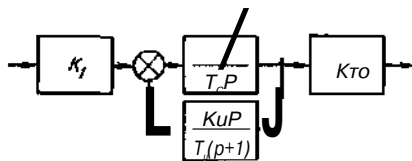


Рис. 124. Структурная схема насоса-регулятора

Вместе с поршнем 19 возвращаются в исходное положение рычаг и букса, прекращая действие обратной связи. При этом вследствие уменьшения, подачи топлива в двигатель угловая скорость должна восстановиться, а управляющий золотник вернуться в исходное положение. Если это не происходит к моменту возвращения буксы в среднее положение, процесс регулирования продолжается. Работа регуляторов закончится, когда восстановится заданная угловая скорость и все элементы обратной связи вернуться в исходное положение, с которого начался процесс регулирования.

В случае уменьшения угловой скорости регулятор будет работать аналогично описанному выше, но в противоположном направлении, увеличивая подачу топлива в двигатель. В процессе регулирования действие обратной связи будет компенсироваться в результате поступлений масла от клапана постоянного давления через проточку в штоке и дроссельный пакет в межпоршневую полость. Скорость возвращения элементов обратной связи в исходное положение лимитируется гидравлическим сопротивлением дроссельного пакета.

Насос-регулятор скорости отличается надежностью и точностью действия, обеспечивает высокое качество переходных процессов и работу газотурбинных двигателей на установившихся режимах в соответствии с вертикальной регуляторной характеристикой. На рис. 124 дана его структурная схема.

Одна из основных модификаций рассмотренного выше насоса-регулятора использована для автоматизации ГТД СПК «Буревестник».

§ 38. РЕГУЛЯТОРЫ СКОРОСТИ ГТУ-20

Автоматизация скоростных режимов газотурбинных двигателей ГТУ-20 обеспечивается с помощью пневматических регуляторов скорости турбокомпрессоров высокого и низкого давления, работающих совместно с регулятором расхода топлива, и регулятора скорости ТКНД-ВРШ, действующего на механизм изменения шага ВРШ. Питание регуляторов рабочей средой осуществляется от воздушной системы компрессоров высокого давления (КВД).

На рис. 125 даны схемы с изодромным регулятором скорости ТКНД и с дифференцирующим регулятором скорости ТКВД, которые изменяют подачу топлива в ГТД.

Работа регуляторов протекает следующим образом. При увеличении угловой скорости ТКНД повышается давление масла, поступающего от импеллерного датчика 13 к регулятору 1. Мембранный блок регулятора 1 опускается, и на его выходе повышается давление воздуха, поступающего в нижнюю мембранную полость, к емкости с дроссельным клапаном и регулятору расхода топлива. Давление воздуха, действующее в нижней

обранной полости, компенсируется по мере заполнения емкости воздухом. Этот процесс соответствует работе изодромной обратной связи. Время изодрома регулируется с помощью дроссельного клапана.

При увеличении угловой скорости ТКВД повышается давление масла, поступающего от импеллерного датчика 11 к регулятору 2 и преобразователю 3. В результате этого мембранные блоки в регуляторе и преобразователе перемещаются вниз, воздействуя на шарики и повышая выходное давление воздуха.

От регулятора 2 воздух поступает к регулятору расхода топлива. В начале переходного процесса повышение давления на выходе из преобразователя приводит к дополнительному перемещению вниз мембранного блока регулятора 1 и, следовательно, к повышению скорости регулирующего

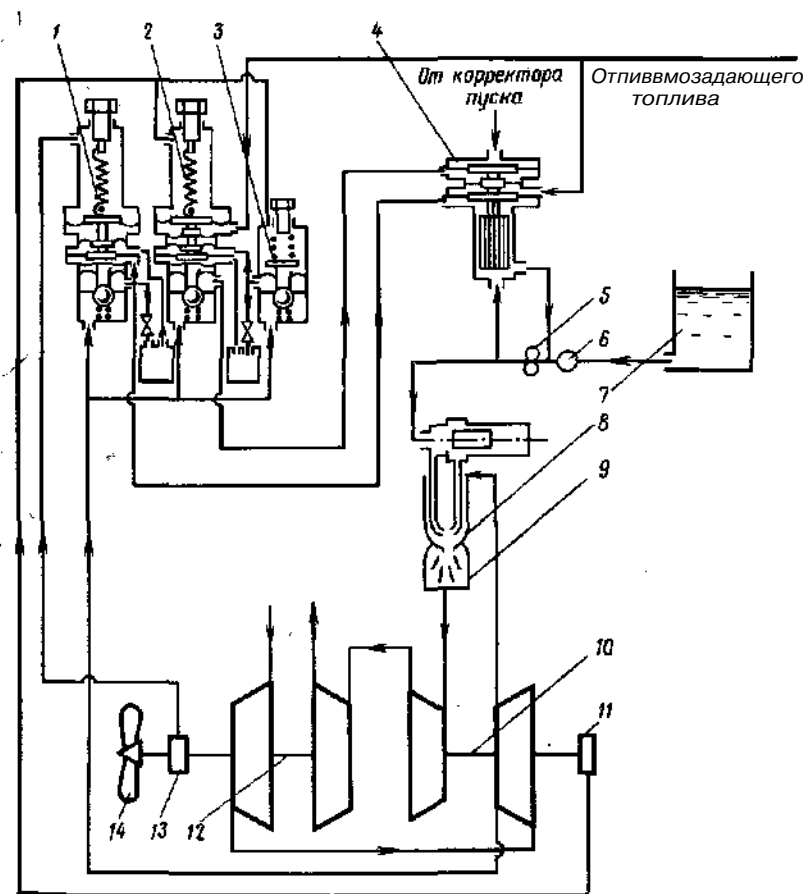


Рис. 125. Схемы систем автоматического регулирования:

1 - ТКНД с изодромным регулятором скорости; 2 - ТКВД с дифференцирующим регулятором скорости; 3 - преобразователь; 4 - регулятор расхода топлива; 5 - топливный насос; 6 - топливный фильтр; 7 - топливная цистерна; 8 - форсунка; 9 - камера горения; 10 - ТКВД; 11, 13 - импеллерные датчики; 12 - ТКНД; N - ВРШ

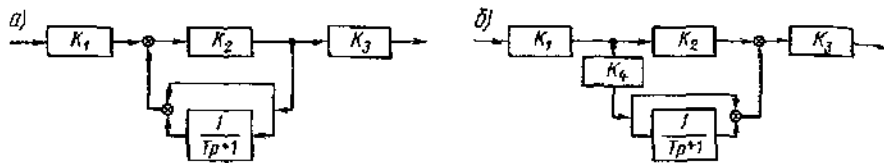


Рис. 112. Структурные схемы издромного регулятора угловой скорости ТКНД (а) и дифференцирующего регулятора угловой скорости ТКВД (б)

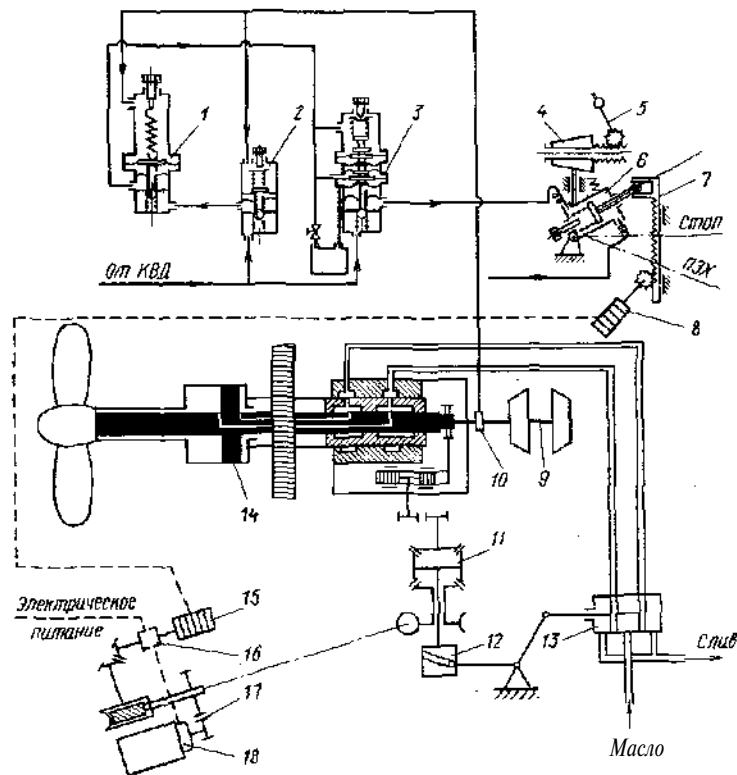


Рис. 127. Принципиальная схема автоматического регулирования скоростного режима ТКНД-ВРШ:

1-регулятор скорости; 2-преобразователь; 3-блок производных; 4-кулачок (канойд); 5-ручной привод; 6-ограничитель шага ВРШ; 7-зубчатая рейка; 8-сельсин-датчик; 9-ТКНД; 10-импеллерный датчик; 11-механический дифференциал; 12-плунжер; 13-золотник; 14-сервопоршень; 15-сельсин-приемник; 16-электрические контакты; 17-редуктор; 18-электродвигатель

Истия регулятора расхода топлива. По мере заполнения емкости происходит компенсация дополнительного воздействия преобразователя на регулятор 2. Таким образом обеспечивается введение в закон дарования производной изменения угловой скорости. Время дифференцирования основного сигнала может регулироваться с помощью дросельного клапана.

Работа регуляторов при уменьшении угловой скорости турбокомпрессоров происходит аналогично, но в направлении увеличения топливоподачи в ГТД.

На рис. 126 даны структурные схемы рассмотренных регуляторов. Ниже приведены коэффициенты усиления и постоянные времени:

	Издромный регулятор ТКНД	Регулятор ТКВД (с производной)
Датчик угловой скорости K_1	0,11	14
Регулятор угловой скорости K_2	0,8	12
Регулятор расхода топлива K_3	8,8	8,8
Время издромы $T_{из}$, с	2,5	
Преобразователь K_4		0,8
Время дифференциатора T , с		16,5

Стабилизация скоростного режима ТКНД-ВРШ производится в соответствии с принципиальной схемой, которая показана на рис. 127. При изменении угловой скорости ТКНД изменится давление масла, поступающего от импеллерного датчика к регулятору и преобразователю. Сигнал, пропорциональный изменению угловой скорости, от регулятора поступит к блоку производных, откуда после дифференцирования к ограничителю шага ВРШ. В результате этого произойдет перемещение поршня ограничителя шага, зубчатой рейки и поворот сельсина-датчика. Сельсин-приемник, отрабатывая сигнал сельсина-датчика, соединит контакты включения питания к электродвигателю, управляющему через редуктор механическим дифференциалом. Поворот плунжера с косым пазом приведет к перемещению золотника, управляющего сервопоршнем изменения шага ВРШ. Движение сервопоршня механизма изменения шага (МИШ) приведет к повороту лопастей ВРШ и восстановлению заданного значения угловой скорости.

На рис. 128 представлена структурная схема регулятора скорости, воздействующего на МИШ ВРШ.

Для предотвращения возможного снижения надежности действия ВРШ из-за частых переключений лопастей в результате регулирующего воздей-

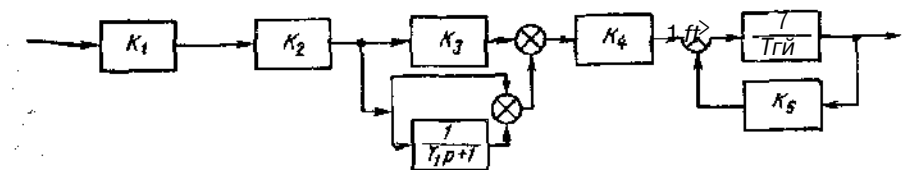


Рис. 128. Структурная схема регулятора скорости, воздействующего на ВРШ

ствия регулятор загружен настолько, что степень его нечувствительности составляет 3%. Значения коэффициентов усиления и постоянных времени ориентировочно составляют:

K_s	1,1	K_p	0,8
K_i	0,8	T_n с	2,5
K	3	T_p с	12

Глава VIII. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУР В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ И СМАЗОЧНОЙ СИСТЕМЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 39. КОНСТРУКЦИИ РЕГУЛЯТОРОВ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

Регулятор температуры прямого действия применяют в системе охлаждения и смазочной системе главных и вспомогательных двигателей. На судах морского флота встречаются следующие типы регуляторов: ТРВ, ТПД, РТПД, РТП, ТРМ, АКО, «Клориус», «Самсон», «Мертик», «Волтэн».

На главных двигателях получили распространение регуляторы типа АКО-«Опладен» (рис. 129). Термочувствительная система регулятора состоит из латунного баллона с жидким наполнителем, сиффона 3 со штоком 2. Капиллярная трубка соединяет термочувствительную систему с камерой. Сиффон 6 посредством штока 7 перемещает регулирующий клапан при повышении температуры охлаждающей среды (воды или масла). Для перемещения клапана на открытие, т. е. вниз, служит пружина 8. Настройка осуществляется пружиной 1.

Принцип действия и конструкции других регуляторов прямого действия с жидким наполнителем термочувствительной системы мало отличаются друг от друга. Встречаются регуляторы прямого действия с твердым наполнителем термочувствительной системы, например регуляторы «Волтэн» и «Мертик». Они имеют чувствительный элемент объемного типа, заполненный смесью воска и красномедного порошка.

Регулятор «Волтэн» (рис. 130) относится к числу терморегулирующих устройств со встроенными в корпус клапана чувствительными элементами.

Принцип действия регулятора основан на объемном расширении при нагревании смеси, заполняющей медную капсулу. За счет усилия, развиваемого чувствительным элементом, обеспечивается поворот регулирующего клапана, который перераспределяет поток жидкости на холодильник и в обходной трубопровод. Регулятор «Волтэн» рассчитан на определенный диапазон измерения температуры. Задание и степень неравномерности в нем не регулируются.

При изменении температуры жидкости на входе в регулятор происходит деформация капсулы. Ее линейное перемещение при помощи штока, двух рычажных звеньев и качающегося рычага, установленного на кронштейне, передается на поворотный клапан через две передающие пружины 7 и поперечину, жестко соединенную с клапанными перемычками. Клапан

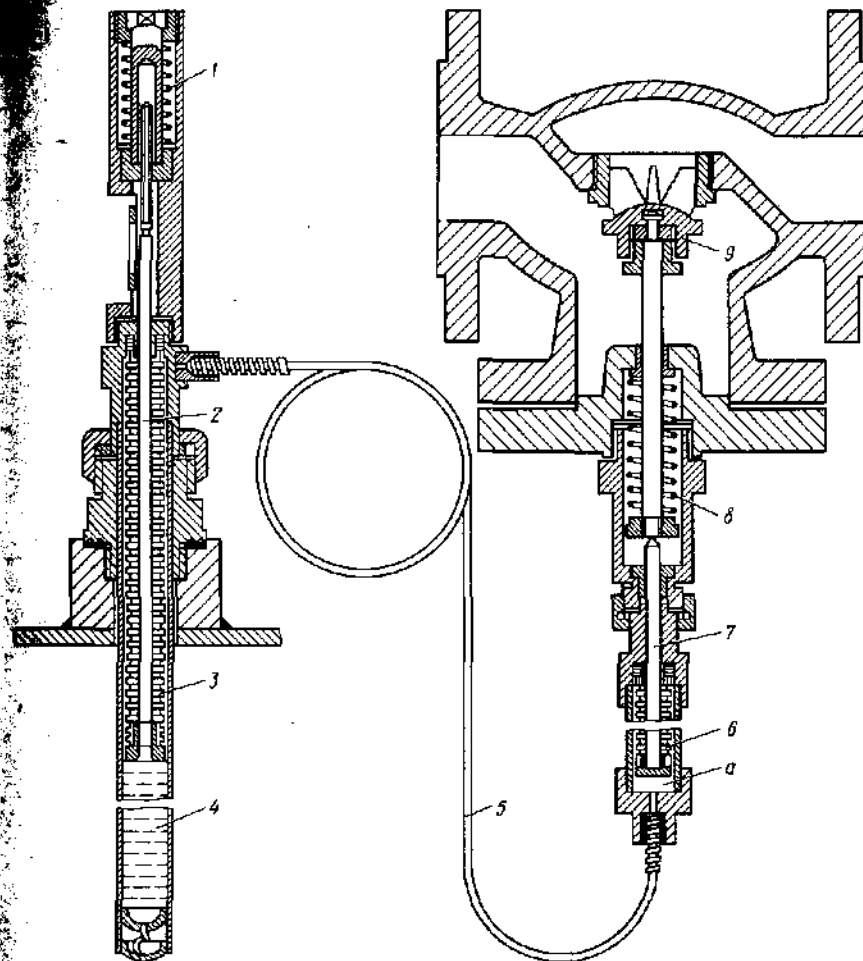


Рис. 129. Терморегулятор типа АКО-«Опладен»:

1, 8-пружины; 2, 7-штоки; 3, 6-сиффоны; 4-латунный баллон; 5-капиллярная трубка; а-камера; 7-регулирующий клапан; 8-пружина

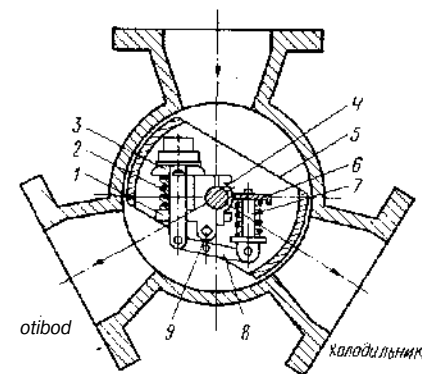


Рис. 130. Регулятор температуры «Волтэн»:

1-«ронштейн»; 2-пружина задания; 3-капсула; 4-вал; 5-поворотный клапан; 6-поперечина; 7-пружина; 8-рычажные звенья; 7-качающийся рычаг

имеет возможность проворачиваться на валу, на котором закреплен чувствительный элемент. Пружина 2 является задающей. Передающие пружины 7 защищают регулятор от механических повреждений в том случае, если по каким-либо причинам им управляют вручную.

Большая степень неравномерности регулятора (до 10°C) не соответствует современным требованиям эксплуатации системы охлаждения и смазочной системы двигателей. Вместе с тем не всегда обеспечивается удовлетворительное качество переходных процессов. Невозможность изменения настройки регулятора, нарушения герметичности сиффона и другие причины часто требуют перехода на ручное регулирование. Обнаружение неисправностей в работе регулятора «Волтэн» и их устранение на ходу судна затруднительно.

Лучшими статическими и динамическими характеристиками обладают терморегуляторы непрямого действия.

§ 40. РЕГУЛЯТОР ТЕМПЕРАТУРЫ ТИПА РТНД

В системе охлаждения и смазочной системе главного двигателя типа ДКРН74/160 применяют терморегуляторы непрямого и прямого действия. На отечественных комплексно автоматизированных сухогрузных судах обеспечивается регулирование:

температуры пресной воды на выходе из системы охлаждения цилиндров при помощи регулятора РТНД-250, который перепускает пресную воду. (На стоянке, в режиме прогрева главного двигателя от системы охлаждения дизель-генераторов дополнительно включается регулятор РТНД-100);

температуры смазочного масла и масла охлаждения поршней на входе в систему с помощью регулятора РТНД-250, воздействующего на перепуск забортной воды;

температуры забортной воды на выходе из системы с помощью регулятора РТНД-250, вновь возвращающего забортную воду в систему.

Пневматические регуляторы температуры непрямого действия РТНД выпускаются отечественной промышленностью с условным диаметром 100, 200 и 250 мм при пропускной способности соответственно 160, 680 и 1000 т/ч. Ход регулирующего клапана составляет 4,28 и 40 мм.

Технические характеристики регуляторов РТНД приведены ниже:

Условное давление регулирующей среды, кПа	980
Давление питающего воздуха, кПа	196
Диапазон настройки, °С	35-110
Постоянная времени, с	40
Масса, кг:	
регулятора РТНД 100	50
» РТНД 200	140
» РТНД 250	200

Регуляторы могут работать при температуре окружающей среды (4-5)~f-(+60)°С и относительной влажности до 98% (при +48°С), они выдерживают вибрацию с максимальным ускорением до 15 м/с² в диапазоне

162

от 3 до 80 Гц и одиночные удары с ускорением 1000 м/с². Их можно устанавливать во взрыво- и пожароопасных помещениях.

Регулятор РТНД (рис. 131) СОСЮПГ из термобаллона, пневматического преобразователя типа «сошло-заслонка», мембранного реле с золотником, мембранного исполнительного механизма 1 с лекалом жесткой обратной связи и клапаном. Питание осуществляется сжатым воздухом давлением 294 кПа.

В зависимости от температуры регулируемой среды изменяется по отношению ИС соплу положение заслонки пневмопреобразователя, на выходе которого устанавливается давление сжатого воздуха, обратно пропорциональное измеряемой температуре.

Воздух от пневмопреобразователя поступает к мембранному реле, сжимая пружину жесткой обратной связи. Благодаря этому увеличивается площадь проходного сечения управляющего золотника со стороны поступающего сжатого воздуха. Давление воздуха в полости над мембраной исполнительного механизма повышается, и клапан перемещается в тех пор, пока усилие от сжатия пружины обратной связи в результате отощення лекала не уравнивается на мембранном реле усилиями от да-

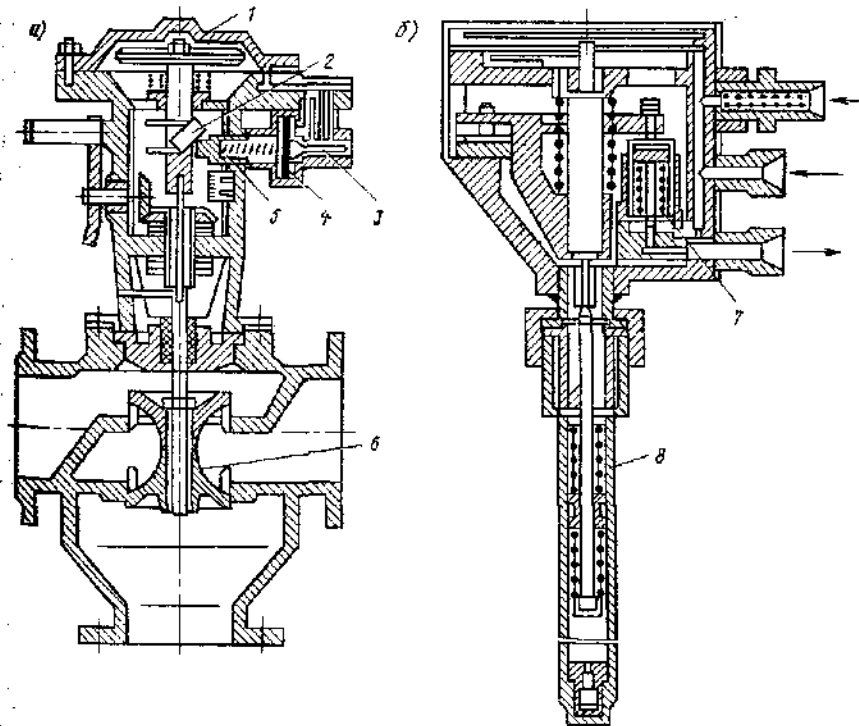


Рис. 131. Регулятор температуры РТНД:

1 - чувствительный исполнительный механизм с регулирующим органом; 2 - чувствительный элемент температуры (термобаллон) с усилительным устройством типа «сошло-заслонка»; 3 - золотник; 4 - мембранное реле; 5 - пружина жесткой обратной связи; 6 - клапан; 7 - пневмопреобразователь; 8 - термобаллон

63

влений сжатого воздуха пневмопреобразователя и в надмембранной полости исполнительного механизма.

Обратное движение регулирующего органа при уменьшении давления в полости исполнительного механизма происходит вследствие действия пружины на его мембрану.

При нарушении герметичности линий питания и управления, прорывах мембран исполнительного механизма, пневмопреобразователя, мембранного реле и засорении дросселя (на подводе питающего воздуха в пневмопреобразователь) клапан срабатывает так, что вся регулируемая среда направляется на холостильник.

Регулятор настраивают на требуемую температуру, вращая шток чувствительного элемента. При вращении его против часовой стрелки увеличивается объем термобаллона, вследствие чего температура начала срагивания регулирующего органа становится выше и заданное значение температуры возрастает. Степень неравномерности изменяют установкой угла наклона лепала на штоке мембранного исполнительного механизма.

Опыт эксплуатации регуляторов температуры РТНД показал, что они обеспечивают хорошие показатели качества переходных процессов и высокую точность поддержания заданных температур во всех системах главного двигателя.

§ 41. РЕГУЛЯТОР ТЕМПЕРАТУРЫ ТИПА «ПЛАЙГЕР»

В системах главного двигателя фирмы «Зульцер» применяют пневматические регуляторы температуры «Плайгер» (рис. 132). Регулятор состоит из дилатометрического чувствительного элемента, двухкаскадного усилителя, золотниково-го клапана с мембранным приводом и устройства жесткой обратной связи.

При изменении температуры регулируемой среды дилатометрический чувствительный элемент воздействует на заслонку 12 и изменяет давление воздуха в первой ступени усилителя. В результате этого сильфон рычажной передачей перемещает заслонку 10. Таким образом, сигнал рассогласования между текущим и заданным значениями температур дополнительно усиливается во второй ступени, что вызывает изменение давления воздуха в надмембранной полости привода регулирующего клапана. Благодаря разности усилий давления воздуха и пружины на мембране пе-

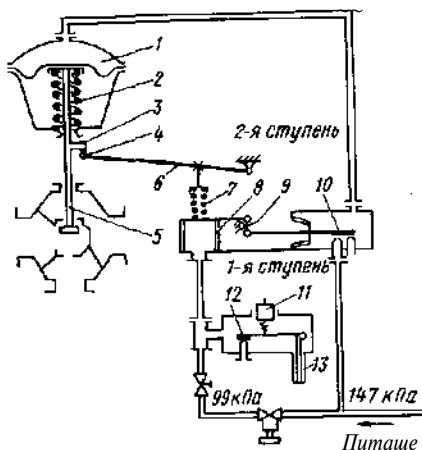


Рис. 132. Принципиальная схема регулятора температуры типа «Плайгер»: 1 - мембрана; 2 - пружина; 3 - пластина; 4 - ролик; 5 - клапан; 6 - рычаг; 7 - пружина обратной связи; 8 - сильфон; 9 - рычажная передача; 10, 12 - заслонки; 11 - устройство задания; 13 - дилатометрический чувствительный элемент

рассогласования на сильфоне. Неравномерность регулирования температуры изменяется в пределах $\pm 5 \text{ МПа}$ поджатием или ослаблением пружины обратной связи. Требуемый температурный уровень настраивается в широком диапазоне: от $+10$ до $+320^\circ\text{C}$. Для питания регулятора используется сжатый воздух давлением $0,47 \text{ МПа}$.

§ 42. РЕГУЛЯТОР ТЕМПЕРАТУРЫ ТИПА GRW

Терморегулятор типа GRW (рис. 133) состоит из измерительного устройства, представляющего собой термобаллон с манометрической трубкой, интегрально-пропорционального усилителя, сервомотора с позиционером в станции дистанционного управления.

При отклонении регулируемой температуры от заданной, например при ее понижении, давление в термосистеме (баллон, капилляр, манометрическая трубка) понижается и манометрическая трубка поворачивает заслонку

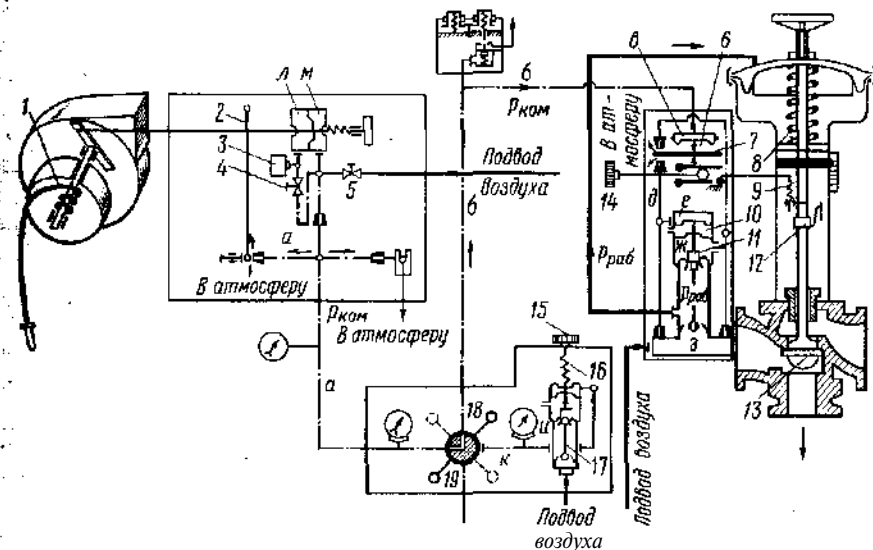


Рис. 133. Терморегулятор типа GRW:

1 - манометрическая трубка; 2, 7 - заслонки; 3 - емкость; 4, 5 - дроссели; 6, 10 - мембраны; 8, 9, 11 - пружины; 12 - золотники; 13 - гайка; 14 - клапан; 15 - корректор; 16 - маховик; 17 - коллектор; 18 - переключатель

2 усилителя, которая прикрывает шариковый клапан. При этом срамливание воздуха в атмосферу из магистрали *a* уменьшается, а давление увеличивается. Возрастает оно и в магистрали *b*, которая связана с магистралью *a* через коллектор. Одновременно увеличивается давление в камере *e*, которое, действуя на заслонку 7, еще больше увеличивает давление в магистрали *b*.

Усилитель имеет гибкую обратную связь, состоящую из камер *m* и *л* и дросселей 4 и 5. При повышении давления в магистрали *a* повышается давление и в камере *m*, которое оказывает выключающее воздействие на заслонку 2. Спустя некоторое время в зависимости от степени открытия дросселя 4 (этим дросселем устанавливается время изодрома) это выключающее воздействие будет снято, так как давление в камерах *m* и *л* уравнивается.

Сигнал из усилителя через переключатель станции дистанционного управления поступает к мембранному измерителю *b* позиционера сервомотора. Под действием увеличившегося давления мембрана *b* поворачивает заслонку 7 против часовой стрелки. При этом нижний шариковый клапан открывается, а верхний - приоткрывается и давление в магистрали *d* увеличивается. Одновременно давление в камере *e* увеличивается, а в камере *ж* - уменьшается и мембрана 10 перемещается вместе с золотником *И* вниз.

В результате срамливание воздуха в атмосферу через золотник 11 уменьшается, уменьшится и дросселирование на подводе воздуха в камеру *з*, т. е. давление в камере *з* и в магистрали увеличится. Под действием увеличившегося давления мембранный сервомотор переместит клапан 75 вниз. При перемещении штока сервомотора вниз увеличивается натяжение пружины 9 обратной связи, что приводит к выключению заслонки 7. Перемещение штока сервомотора происходит до тех пор, пока усилие от пружины 8 и усилие от мембраны сервомотора не сравняются.

При повышении регулируемой температуры действие регулятора происходит аналогично описанному.

Дистанционное управление осуществляется станцией дистанционного управления. Для этого переключатель ставят в положение «ручное», при котором магистраль *b* отключается от магистрали, идущей к позиционеру. Управление осуществляют маховиком, посредством которого изменяют натяжение пружины 16, а следовательно, и положение золотника 17. Изменение положения золотника 17 изменяет давление воздуха в камере и в магистрали *к*, через переключатель воздух с измененным давлением поступает в магистраль *b* и *к* мембранному измерителю позиционера. Далее действие позиционера и сервомотора происходит так, как было описано, выше.

Установка номинального значения температуры осуществляется начальным натяжением пружины усилителя. Начальная установка положения регулирующего клапана осуществляется посредством фиксации определенной длины штока, которая может изменяться с помощью соединительных гаек 12. Параллельное смещение характеристики сервомотора (статическая зависимость между положением штока и давлением воздуха от усилителя) можно осуществить посредством изменения натяжения пружины 9. Разворот характеристики производится изменением положения корректора 14.

изодрома устанавливается степенью открытия дросселя 4 (емкость Увеличения диапазона изменения), степень гибкой обратной связи - открытием дросселя 5.

43. СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДЕНИЯ И СМАЗКИ ДВИГАТЕЛЯ

Математическое описание объектов охлаждения и смазки было рассмотрено выше и представлено уравнениями динамики в виде аperiodических звеньев.

Основные требования к системам терморегулирования воды и масла определены ГОСТ 12709-67. Системы терморегулирования должны обеспечивать поддержание температуры воды на выходе из дизеля и масла на входе в дизель в пределах зоны неравномерности не более 12°C при нагрузке от 25 до 100% и изменении температуры заборной воды от +5 до +35°C. Выбранные пределы нагрузок и температур заборной воды шире, чем пределы значений этих величин, наблюдающиеся в практике эксплуатации судовой дизельной установки.

Математическое описание типовых звеньев регуляторов температуры с достаточной для практики точностью может быть представлено в виде аperiodического звена для чувствительного элемента и колебательного звена - для мембранного регулирующего клапана.

функциональная схема терморегулирующей системы в общем виде может быть представлена тремя типовыми звеньями и двумя корректирующими при применении регулятора с жесткой и изодромной обратными связями. На рис. 134 показаны объект, чувствительный элемент, исполнительный механизм (регулирующий клапан), жесткая и изодромная обратные связи.

При отсутствии корректирующих звеньев (обратных связей) используют подпружиненный клапан регулирующего органа для обеспечения статизма, который описывается как аperiodическое звено. Таким образом, математическое описание системы терморегулирования может быть представлено в виде системы дифференциальных уравнений, связывающих входные и выходные параметры звеньев функциональной схемы:

$$\left. \begin{aligned} T_1 p x + x &= K_1 y; \\ T_2 p z + z &= K_2 x; \\ T_3 p^2 y + T_4 p y + y &= K_3 \tau; \\ T_5 p \xi + \xi &= K_4 p y; \\ \Psi &= K_5 y; \\ \tau &= z - \Psi - \xi. \end{aligned} \right\} (190)$$

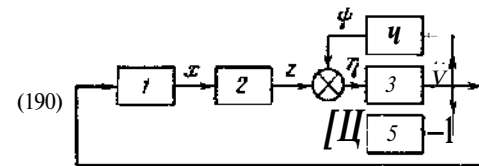


Рис 134. Функциональная схема системы регулирования температуры рабочей среды системы охлаждения и смазочной системы:

1 - объект; 2 - чувствительный элемент; 3 - исполнительный механизм; 4 - жесткая обратная связь; 5 - изодромная обратная связь

Система уравнений представлена в общем виде и требует корректировки для каждого конкретного случая. Неизбежные допущения, принятые в системе уравнений, существенно искажают действительный процесс. Поэтому ДЛИ автоматических систем регулирования температуры рабочей среды в системах охлаждения и смазочной, находящихся в эксплуатации, предпочтительно использовать экспериментальный путь.

Для этого следует предварительно разомкнуть систему, давать скачкообразные возмущения на входе каждого звена и записывать выходную величину во времени. Полученные кривые разгона аппроксимируют и описывают соответствующими им дифференциальными уравнениями. Экспериментальные кривые позволяют определить и коэффициенты уравнений звеньев. После экспериментальной корректировки систему уравнений замыкают и меняют знак перед переменной в месте замыкания. Замкнутая система позволяет переходить к структурной схеме и исследовать систему на устойчивость и качество переходных процессов.

Глава IX. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ВЯЗКОСТИ ТОПЛИВА И ТЕМПЕРАТУРЫ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

§ 44. ТРЕБОВАНИЯ К АВТОМАТИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ ВЯЗКОСТИ ТОПЛИВА

Стремление снизить эксплуатационные расходы судовой дизельной установки посредством улучшения топливоиспользования и повышения надежности дизеля вызвало необходимость установки в топливных системах судовых ДВС, в которых используется тяжелое топливо, систем регулирования вязкости. Таким образом, появляется система автоматического регулирования, работа которой находится в тесной взаимосвязи с работой главного двигателя.

Различные сорта тяжелых топлив, а иногда и топливо одного и того же сорта, но разных бункеровок, имеют при одинаковой температуре существенно различающуюся вязкость. Увеличение вязкости при прочих равных условиях приводит к ухудшению качества распыливания топлива и условий работы прецизионных пар топливных насосов, более интенсивному нагарообразованию на элементах цилиндропоршневой группы и газового тракта, изменению ранее установленных моментов топливоподачи. При малой вязкости увеличивается угол распыливания топлива и уменьшается длина факела, что при данной конструкции форсунки и камеры сгорания приводит к ухудшению смесеобразования (недостатку воздуха в глубине факела) и, как следствие, к увеличению расхода топлива.

Анализ материалов эксплуатации однотипных двигателей с регуляторами температуры топлива и системами регулирования вязкости показывает, что в последнем случае расход топлива уменьшается на 3-5%, так как постоянная температура не гарантирует постоянной вязкости даже топлива одного фракционного состава.

Срок окупаемости систем автоматического регулирования вязкости не

составляет года. Такая высокая эффективность достигается в том случае, если система регулирования вязкости удовлетворяет следующим основным требованиям:

- 1) неравномерность регулирования вязкости перед форсунками не превышает 4 сСт (0,54°E); 18 с SU; 16 с R;
- 2) переходный процесс имеет монотонный характер;
- 3) при переходе с легкого топлива на тяжелое регулятор обеспечивает быстрое повышение температуры топлива со скоростью, не превышающей 1°С в минуту, при одновременном поддержании вязкости в диапазоне допустимой неравномерности;
- 4) диапазон регулирования вязкости от 6 до 25 сСт (1,5-4°E, 45-120 SU, 40-105 R.)-

На судах морского флота встречаются системы автоматического регулирования вязкости с регуляторами трех основных типов: отечественные ЖД005 и зарубежные УАР-«Вискотерм» и «Аскания-Вискозимат».

45. РЕГУЛЯТОРЫ ВЯЗКОСТИ ТОПЛИВА

Одним из наиболее распространенных является пневматический регулятор непрямого действия «Аскания-Вискозимат», установленный в топливных системах главных двигателей теплоходов «Котовский», «Новгород» и др.

Регулятор предназначен для стабилизации вязкости топлива перед насосами высокого давления, заданное значение вязкости устанавливается в диапазоне 1,5-4,5°E. Для управления мембранным сервомотором парового клапана топливоподогревателя и питания блоков регулятора используется сжатый воздух давлением 147 кПа.

Регулятор «Аскания-Вискозимат» (рис. 135) состоит из мерного участка топливного трубопровода с капилляром, регулятора расхода топлива, дифференциального измерительно-преобразовательного блока, усилительного блока, блока изодромной обратной связи, пропорционального блока и регулирующего мембранного клапана. Измерительно-преобразовательный блок и мерный участок теплоизолируют для обеспечения высококачественной работы регулятора.

Принцип действия регулятора основан на изменении перепада давлений по длине капилляра, через который протекает ламинарный поток топлива. Перепад прямо пропорционален вязкости при условии обеспечения постоянного расхода жидкости через капилляр.

Подогретое топливо, проходящее через капиллярную трубку, попадает в регулятор расхода. Его полости сообщаются между собой через дроссель. В верхней полости находится клапан перепуска. Регулятор, поддерживая постоянный перепад давлений на мембране, стабилизирует расход топлива в объеме 250 мл/мин. Настройка регулятора расхода осуществляется пружиной.

Разность давления p_1 и p_2 по длине капилляра, пропорциональная вязкости топлива, измеряется в блоке II при помощи сильфонов, а затем преобразуется в сигнал давления сжатого воздуха усилителем типа «сплошная слонка».

На линии воздуха от измерительно-преобразовательного блока установлен показывающий прибор выходного давления p_3 . Его шкала проградуирована в градусах Энглера, а установка нуля производится корректором. Давление p_3 воздуха воспринимается сильфоном усилительного блока, который преобразует его в управляющее воздействие p_4 . К тому же данный блок управляет большими расходами воздуха, обеспечивая быстрое действие мембранного регулирующего клапана.

При изменении вязкости топлива перепад давлений в измерительно-преобразовательном блоке либо возрастает, либо убывает. Соответственно изменяется давление воздуха на выходе из него, что приводит к перемещению регулирующего клапана, управляющего расходом греющего пара, на топливоподогреватель. Блок 22, включенный в цепь обратной связи, вырабатывает пневматический сигнал p_{22} пропорциональный перемещению регулирующего клапана.

В изодромном блоке 8 с дроссельной иглой происходит временная задержка сигнала p_2 , поступающего в верхнюю полость мембраны. Изодромная обратная связь действует на заслонку 3 усилительного блока в направлении, противоположном направлению действия давления p_3 воздуха измерительно-преобразовательного блока. Сигнал изодромной обратной связи исчезает по мере выравнивания давлений воздуха p_2 и p_3 .

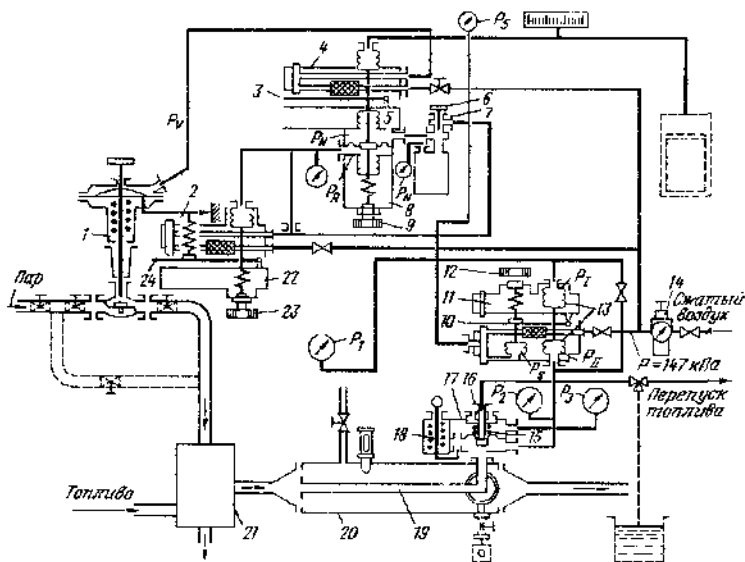


Рис. 135. Принципиальная схема регулятора вязкости «Аскания-Вискозимат»:

1-регулирующий мембранный клапан; 2-пружина обратной связи; 3, 10, 24-заслонки; 4-усилительный блок; 5-мембрана изодрома; 6-маховик установки времени изодрома; 7-переменный дроссель; 8-блок изодромной обратной связи; 9-маховик задания вязкости; 11-измерительно-преобразовательный блок; 12-корректор нуля; 13-сильфон; 14-редукционный клапан; 15-пружина задания расхода; 16-клапан перепуска; 17-регулятор расхода; 18-дроссель; 19-капилляр; 20-мерный участок; 21-топливоподогреватель; 22-пропорциональный блок; 23-маховик установки коэффициента усиления

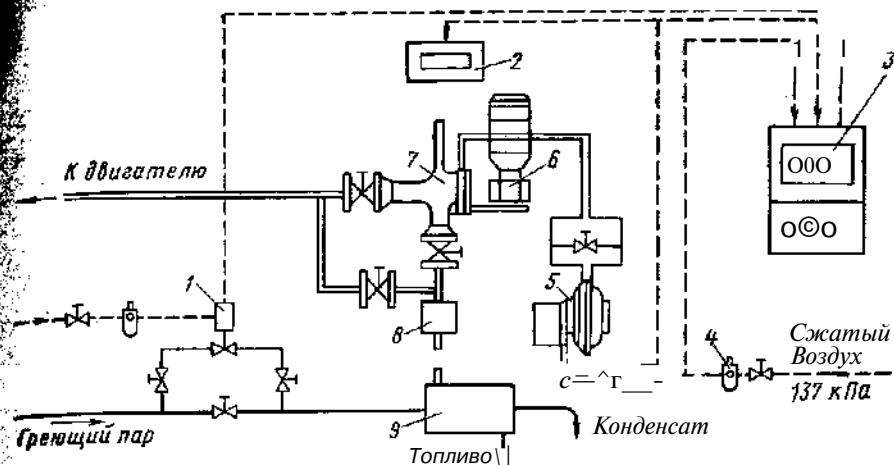


Рис. 136. Принципиальная схема регулятора вязкости VAF-«Вискотерм»:

1-мембранный регулирующий клапан; 2-самописец; 3-регулирующий блок; 4-редуктор; 5-измерительно-преобразовательный блок; 6-электродвигатель шестеренного насоса; 7-мерный участок; 8-фильтр тонкой очистки; 9-топливоподогреватель

в обеих полостях мембраны. Маховиком 23 изменяют зону пропорциональности или коэффициент усиления блока 22, а маховиком 6 регулируют время изодрома. Требуемое значение вязкости устанавливают маховиком задания в блоке 4.

Для визуального наблюдения за работой регулятора на мерном участке n в отдельных блоках установлены манометры контроля давлений воздуха топлива, а также ртутный термометр.

На учебно-производственном судне «Профессор Кудревич» и других автоматизированных судах в топливной системе главного двигателя установлен пневматический регулятор вязкости непрямого действия VAF-«ВНСКО-терм» (рис. 136). Его составными элементами являются: мерный участок топливопровода с капилляром и электронасосом, измерительно-преобразовательный блок с дифференциальной мембраной, пневматический регулирующий блок и мембранный клапан. Шестеренный насос, приводимый в действие электродвигателем, обеспечивает постоянный расход топлива через капилляр. Перепад давлений на входе в капилляр и в полости мерного участка пропорционален вязкости топлива (рис. 137).

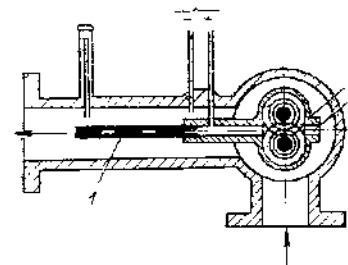


Рис. 137. Мерный участок регулятора вязкости VAF-«Вискотерм»:

1-капиллярная трубка; 2-шестеренный насос; 3-заборное отверстие насоса

В измерительно-преобразовательном блоке (рис. 138) при изменении этого перепада давлений на мембране нарушается равновесие балансирующего рычага, качающегося на опоре. Это в свою очередь приводит к смещению заслонки относительно сопел 8 и 9 и к изменению давления сжатого воздуха в пневмокамере. Сильфон 10 включен в цепь обратной связи преобразовательного блока. Винт 6 предназначен для установки нуля преобразователя. Винтом И, смещающим подвижную опору балансирующего рычага, регулируют зону пропорциональности или коэффициент усиления преобразователя.

Пневматический сигнал от измерительно-преобразовательного блока, пропорциональный вязкости тяжелого топлива и изменяющийся в пределах 19,5-98 кПа, воспринимает регулирующий прибор (рис. 139).

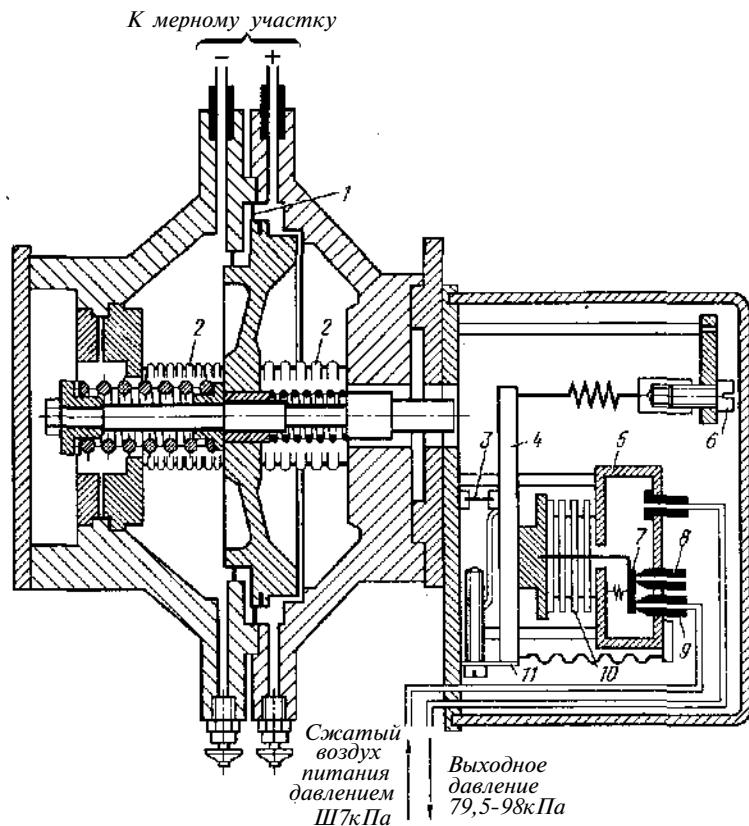


Рис. 138. Измерительно-преобразовательный блок регулятора вязкости VAF-«ВнскоТерМ»:

1 - мембрана; 2 - сильфоны уплотнения; 3 - опора балансирующего рычага; 4 - балансирующий рычаг; 5 - пневмокамера; 6 - корректор нуля; 7 - заслонка; 8 - сопло для сравнения воздуха в атмосферу; 9 - сопло рабочего воздуха; 10 - сильфон обратной связи; 11 - регулировочный винт установки коэффициента усиления

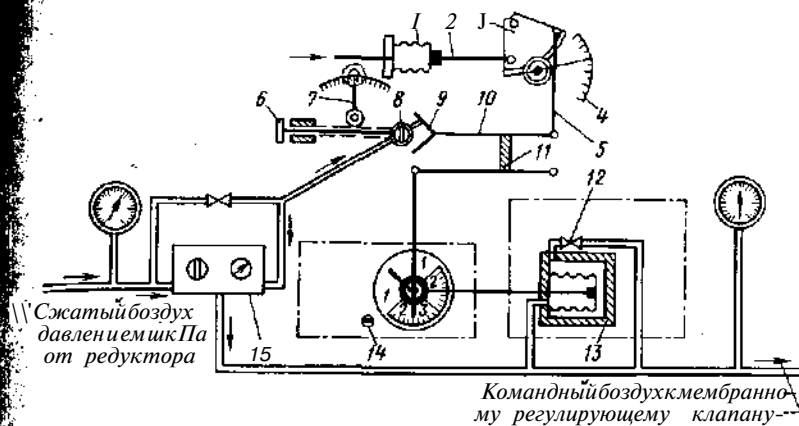


Рис. 139. Регулирующий блок регулятора VAF-«Вискогерм»:

1 - приемный сильфон; 2 - тяга; 3 - зубчатый сектор; 4 - указатель вязкости; 5, 10 - рычаги; 6 - маховик задания вязкости; 7 - стрелка задания вязкости; 8 - сопло; 9 - заслонка; 10 - опора; 11 - дроссель изодрома; 12 - сильфон изодромной обратной связи; 14 - регулировочный винт установки коэффициента усиления изодрома; 15 - панель управления пневмопитанием

В зависимости от давления воздуха приемный сильфон с помощью тяги и зубчатого сектора разворачивает и ставит в соответствующее положение указатель вязкости и рычагами 5 и 10 смещает заслонку относительно сопел. В результате этого изменяется давление воздуха, поступающего в мембранному регулируемому клапану и, следовательно, расход пара на подогреватель.

Одновременно с этим возникает перепад давлений воздуха в сильфоне изодромной обратной связи, так как давление в наружной полости изменяется менее быстро, чем во внутренней. В зависимости от знака этого перепада сильфон изодрома и опора рычага 10 перемещаются так, чтобы заслонка было оказано действие, противоположное действию приемного сильфона.

К моменту стабилизации заданного значения вязкости, которое определяется положением стрелки, давление воздуха внутри и снаружи сильфона изодрома уравнивается, и действие изодромной обратной связи на регулятор прекращается. Время изодрома регулируется дросселем в диапазоне 1-5 мин. Зону пропорциональности или коэффициент усиления изодрома регулируют винтом 14, а требуемое значение вязкости устанавливают маховиком.

4.46. РЕГУЛЯТОРЫ ТЕМПЕРАТУРЫ НАДУВНОГО ВОЗДУХА

Целью регулирования температуры воздуха наддува является стабилизация коэффициента избытка воздуха и предотвращение выпадения влаги в воздушных ресиверах судовых дизелей.

Изменение нагрузки и условий эксплуатации затрудняет решение этой задачи, в то же время оптимизация режимов мощности и необходимость

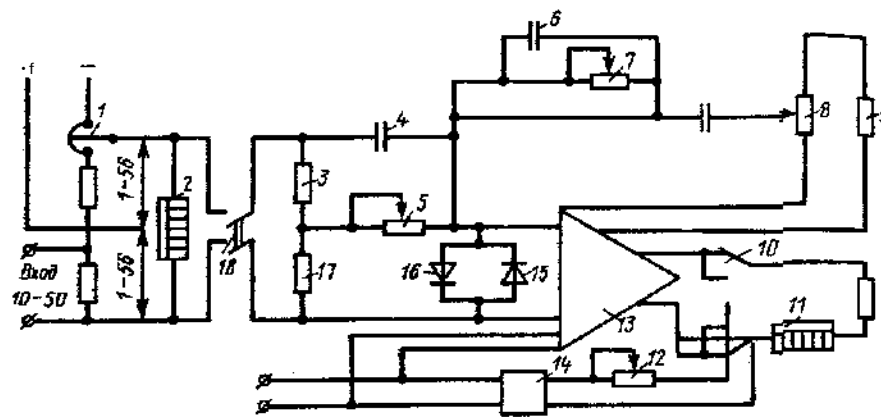


Рис 140. Принципиальная схема электронного регулятора «Дженерал электрик» 540-01:

1-потенциометр задания; ^-указатель ошибки регулирования; 3, (7-резисторы делителя напряжения; 4- конденсатор цепи интегрального корректирующего сигнала; 5-переменный резистор цепи интегрального корректирующего сигнала; 6-конденсатор цепи изодромной обратной связи; 7- переменный резистор цепи изодромной обратной связи; Я-переменный резистор цепи обратной связи; 9-постоянный резистор цепи обратной связи; Ю- переключатель режимов; // -измеритель выходного тока; 12- переменный резистор дистанционного управления; /3-усилитель; /^-источник питания; 15, ^-ограничительные диоды; 18-переключатель

обеспечения надежности работы двигателей повышают требования к качеству регулирования. Поэтому на автоматизированных судах находят применение как регуляторы температуры наддувочного воздуха, так и регуляторы, стабилизирующие заданную разность температур воздуха наддува и точки росы.

На теплоходе «Котовский» используется электронный полупроводниковый регулятор «Дженерал электрик» 540-01 (рис. 140).

Чувствительные элементы этого регулятора должны иметь выходное напряжение в пределах 1-5 В, пропорциональное значению измеряемого параметра. Ток на выходе регулятора при этом изменяется в диапазоне 10-50 мА при сопротивлении прибора нагрузки 600 Ом. В качестве исполнительных механизмов применяют электроприводные регулирующие клапаны.

Автоматический регулятор может работать по всережимному способу стабилизации параметров. В его схеме предусмотрены корректирующие устройства в виде жесткой и гибкой обратных связей, а также звено, обеспечивающее введение в закон регулирования интеграла от регулируемой величины. Корректирующие звенья содержат переменные резисторы, позволяющие изменять степень неравномерности в диапазоне 2-500%, время изодрома-в пределах 0,01-25 мин и воздействие по интегралу от 0,04 до 1000 единиц измерения. Регулятор может работать в режимах автоматического и дистанционного управления исполнительным электродвигателем.

В системе регулирования температуры наддувочного воздуха датчиками служат электролитический хлористолитиевый измеритель температуры точки росы подогревного типа и платиновый термометр сопротивления для замера температуры воздуха в ресивере.

Задание изменяется потенциометром, включенным в цепь стабилизированного напряжения измерительной схемы регулятора. Напряжения цепей задания и задания в установившемся режиме компенсируют друг друга, а разности этих напряжений свидетельствует об отклонении параметра от заданного значения и фиксируется указателем ошибки регулирования.

Делителя напряжения, состоящего из резисторов 3 и 17, сигнал разности напряжений подается на усилитель, а затем в схему управления неполнозатяжным электродвигателем регулирующего клапана, установленного на теплоходе заборной воды к воздухоохладителю.

Переключатель предназначен для согласования направления действия исполнительного механизма со знаком отклонения регулируемой величины. В контуре обратной связи усилителя установлен делитель напряжения, состоящий из постоянного 9 и переменного 8 резисторов. Увеличение сопротивления переменного резистора уменьшает коэффициент усиления регулятора, вместе с этим увеличивается степень неравномерности и наоборот.

Изодромная обратная связь реализуется с помощью контура, состоящего из конденсатора и переменного резистора 7, который служит для изменения времени изодрома.

Корректирующий интегральный сигнал по отклонению регулируемого параметра формируется контуром, состоящим из конденсатора 4 и переменного резистора 5, который служит для изменения степени интегрального воздействия регулятора.

Диоды ограничивают величину сигнала ошибки регулируемого параметра на входе усилителя. При положении переключателя режимов работы регулятора «автоматическое» обеспечивается автоматическая стабилизация заданного значения регулируемой величины, а при положении его «ручное» регулирующий орган управляется дистанционно от источника питания, выходной ток которого изменяется переменным резистором. При переводе регулятора с автоматического управления на дистанционное переключатель устанавливается в положение «балансировка».

Это положение предусмотрено для того, чтобы исключить появление в системе переходных процессов, возникающих при изменении режимов работы регулятора из-за несоответствия фазных сигналов усилителя и источника питания дистанционного управления, которые подключаются в сеть переменного тока напряжением 220 В.

Измеритель указывает выходной ток усилителя или источника питания дистанционного управления (в %). Нулевой отметке шкалы соответствует ток 10 мА, а 100%-ной-50 мА.

Опыт эксплуатации электронных регуляторов на теплоходе «Котовский» показал высокую надежность их работы в контурах с различными динамическими характеристиками объектов регулирования. Широкий диапазон изменения корректирующих сигналов обеспечивает хорошие показатели качества переходных процессов.

Существенным недостатком работы контура регулирования разности температур воздуха в ресивере главного двигателя и точки росы является неустойчивость характеристики хлористолитиевого датчика температуры точки росы из-за возможного заноса в него масла.

СИСТЕМЫ ДИСТАНЦИОННОГО АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ И ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Глава X. СИСТЕМЫ ДИСТАНЦИОННОГО АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

§ 47. НАЗНАЧЕНИЕ И ФУНКЦИИ СИСТЕМ ДАУ

Системы ДАУ предназначены для автоматизации процессов управления главными двигателями при пуске, реверсе, изменении режимов из рулевой рубки с помощью одного органа, обычно совмещенного с рукояткой машинного телеграфа. При этом степень автоматизации процессов управления должна быть достаточной для того, чтобы судоводитель при задании режимов действовал привычным для себя образом, перемещая рукоятку управления в любое положение с любой скоростью без опасности аварии главного двигателя.

На многих судах, оборудованных системами ДАУ, автоматизированное управление предусмотрено также из ЦПУ машинного отделения. В большинстве случаев это неоправданно, так как на маневрах на ЦПУ обязательно находятся механики и потому целесообразно управление главным двигателем с ЦПУ осуществлять с помощью системы дистанционного управления (ДУ), а не ДАУ.

По видам энергии и рабочей среды большинство систем ДАУ являются комбинированными, так как для их действия используются электроэнергия, сжатый воздух и другие виды рабочей среды.

Системы ДАУ должны обеспечивать выполнение следующих функций: пуск подготовленного к работе двигателя, а в случае неудачного первого пуска-повторные попытки пуска с подачей светозвукового сигнала; реверс дизельной установки, а в особых случаях-экстренный реверс дизеля с подачей контрвоздуха при повышенной угловой скорости вала двигателя с одновременным отключением защит, кроме защиты по разному; изменение угловой скорости вала двигателя при бесступенчатом задании команд на изменение режима из рулевой рубки; аварийную остановку двигателя при подаче соответствующей команды с пульта управления или от системы защиты; выполнение необходимых блокировок; консервативность заданного режима работы двигателя при прекращении питания системы ДАУ рабочей средой или энергией; регистрацию и светозвуковую сигнализацию по наиболее важным параметрам и их отклонениям от нормальных значений.

Применение систем ДАУ позволяет повысить надежность и оперативность выполнения процессов управления главным двигателем, так как исключается возможность неправильной или недостаточно быстрой реакции вахтенного механика на заданную команду.

Системы ДАУ реализуют оптимальные алгоритмы по изменению режимов работы судовых двигателей и обеспечивают высокую точность исполнения команд. Операции управления двигателем сводятся к заданию команд ИНД из рулевой рубки. Вахтенный механик освобождается от постоянного дежурства у органов управления главным двигателем в ожидании команд (последнее имеет место при ручном управлении) и может более полноценно использовать свое рабочее время.

48. СИСТЕМА ДАУ ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ ТЕПЛОХОДА «СВЕТЛОГОРСК»

На первом отечественном автоматизированном судне «Светлогорск» устанавливается пневматическая система ДАУ-ДКРН. Модификации этой системы были установлены также на судах типов «Великий Октябрь», «Пятидесятилетие комсомола» и «Зоя Космодемьянская».

Логическая часть системы ДАУ-ДКРН построена на базе унифицированных пневмоэлементов системы УСЭППА, работающих при давлении 0,37 МПа очищенного и осушенного воздуха. Исполнительными механизмами служат пневматические сервомоторы, получающие питание при давлении 0,588 МПа.

Система ДАУ-ДКРН обеспечивает выполнение следующих функций:

- 1) управление главным двигателем при помощи рукоятки машинного телеграфа с одного из двух постов: поста из рулевой рубки или ЦПУ машинного отделения;
- 2) пуск двигателя по программе, предусматривающей отсечку подачи пускового воздуха при достижении двигателем угловой скорости $1,25 \text{ с}^{-1}$, резкое увеличение подачи топлива до значения полного хода, последующее уменьшение подачи топлива до значения малого хода;
- 3) реверс двигателя при подаче контрвоздуха по двум переключаемым программам: нормальному реверсу, при котором контрвоздух подается после снижения угловой скорости до $2,1 \text{ с}^{-1}$; экстренного реверса, при котором контрвоздух подается после снижения угловой скорости до $3,6 \text{ с}^{-1}$;
- 4) исполнение команд управления главным двигателем по положению плыворегулирующей рукоятки;
- 5) прекращение подачи топлива в двигатель при падении давления масла ниже 80 кПа ;
- 6) прекращение подачи пускового воздуха и топлива, если в процессе пуска двигатель в течение 5-7 с не достигает минимально устойчивой угловой скорости (неудавшийся пуск), а также один повторный пуск или ограниченное число повторных пусков при включении программы экстренного реверса;

- 7) прохождение зоны критической угловой скорости;
- 8) замедленный вывод двигателя на режим полного хода в течение 2 ч;
- 9) сохранение заданного режима работы двигателя при исчезновении пневмо- и электропитания;

10) защиту главного двигателя от «опрокидывания», т. е. автоматическое восстановление разрегулированных вследствие опрокидывания органов распределения двигателя и выполнение заданной команды;

11) контроль правильности функционирования блоков системы ДАУ как при неработающем, так и при работающем на ручном управлении двигателе.

В систему ДАУ-ДКРН (рис. 141) входят:

пульты управления в рулевой рубке и в ЦПУ, на которых находятся органы управления и средства контроля:

блок управления исполнительными механизмами *БУИМ*, в котором сосредоточена логическая часть системы;

исполнительные механизмы.

На пультах управления в рулевой рубке и в ЦПУ находятся рукоятки машинного телеграфа, пневмозадающие устройства режимов работы двигателя, переключатели реверса, тумблеры: «Защита по маслу», «Перевод топлива», «Аварийный останов», «Экстренный реверс», кнопки включения программы вывода главного двигателя на режим полного хода, табло сигнализации, указатель угловой скорости. Кроме того, на пульте ЦПУ имеются: тумблер переключения постов, мнемосхема функционирования системы ДАУ, указатели угловой скорости ГТН, давления охлаждающей воды и масла главного двигателя.

Блок управления исполнительными механизмами установлен в машинном отделении и включает в себя следующие блоки:

1) переключения постов, обеспечивающий возможность перехода на управление двигателем с ЦПУ или из рулевой рубки;

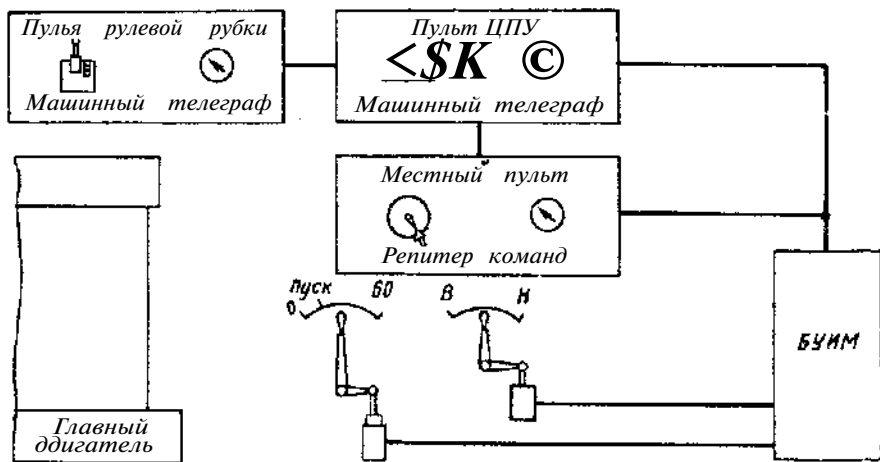


Рис. 141. Функциональная схема системы ДАУ-ДКРН

2) реверса, который в соответствии с сигналами от переключателей реверса машинного телеграфа управляет сервомотором реверса;

3) координаторов, осуществляющий сравнение сигналов от переключателей реверса с сигналами от датчиков положения распределительного вала и рукоятки реверса, а также выдающий сигналы соответствия фактического положения распределительного вала и рукоятки реверса требуемому положению двигателя;

4) реле времени, которое прекращает подачу пускового воздуха топлива в двигатель после неудавшегося пуска и обеспечивает автоматический повторный пуск;

5) пуска, который по сигналам от переключателей реверса управляет сервомотором пуска, обеспечивает подачу контрвоздуха в двигатель в соответствии с нормальной или экстренной программой, выдает сигнал «Стоп» в случае несоответствия положения рукоятки реверса заданной команде и при срабатывании реле времени;

6) ускорения пуска, обеспечивающего: после «раскручивания» двигателя на воздухе резкое перемещение пускотопливной рукоятки до положения, соответствующего топливopодаче полного хода (50-е деление);

последующее перемещение пускотопливной рукоятки до положения, соответствующего топливopодаче малого хода (35-е деление);

быстрое перемещение пускотопливной рукоятки при выполнении команды «Стоп»;

7) замедления, который обеспечивает замедление увеличения сигналов пневмозадающих устройств машинного телеграфа при выполнении команд «Среднего и полного ходов после окончания пуска двигателя»;

8) подачи топлива, управляющий сервомотором рукоятки топливopодачи в соответствии с заданной командой прекращающий подачу топлива по сигналу несоответствия от блока координаторов и по сигналу от реле времени;

9) защиты по маслу, который при падении давления масла исключает возможность пуска двигателя, а при работающем двигателе осуществляет перемещение пускотопливной рукоятки в положение «Пуск», т. е. отключает подачу топлива;

10) реле времени экстренного реверса, обеспечивающий более длительную подачу пускового воздуха при выполнении экстренного реверса;

11) двухчасовой программы вывода главного двигателя на режим полного хода, обеспечивающий ступенчатую подачу управляющего сигнала на сервомотор топливной рукоятки через определенные интервалы времени;

12) прохождения зоны критической угловой скорости, который при достижении двигателем зоны критической угловой скорости, увеличивает управляющий сигнал на сервомотор топливopодачи и сохраняет его до тех пор, пока командный сигнал от пневмозадающего устройства режима не выйдет из критической зоны;

13) защиты от опрокидывания, обеспечивающий: восстановление разрегулированных вследствие опрокидывания органов распределения двигателя путем пуска двигателя в противоположном заданному направлении и затем выполнения заданной команды;

прекращение подачи пускового воздуха и неограниченное число повторных пусков, если при экстренном реверсе в течение определенного времени пуск не состоялся из-за инерции судна;

14) защиты от исчезновения электропитания, обеспечивающий сохранение заданного режима двигателя при обесточивании системы ДАУ;

15) усилителей давления, обеспечивающий силовым пневмопитанием исполнительные механизмы;

16) контроля исправности системы ДАУ, который дает возможность, имитируя задающими органами действие рукоятки машинного телеграфа и набор двигателем угловой скорости, проконтролировать соответствие заданной команде перемещения пускотопливной рукоятки (при неработающем двигателе) или исполнительных механизмов (при работающем на ручном управлении двигателе).

Исполнительными механизмами системы ДАУ являются:

сервомотор топливоподачи, обеспечивающий перемещение пускотопливной рукоятки пропорционально сигналу пневмозадающего устройства машинного телеграфа;

двухпозиционный сервомотор реверса;

комбинированный сервомотор пуска;

исполнительный механизм аварийного останова;

механизм сцепления пускотопливной рукоятки с сервомотором пуска;

механизм защелки пускотопливной рукоятки, фиксирующий рукоятку при ручном управлении.

Динамические показатели системы ДАУ-ДКРН характеризуются данными, приведенными в табл. 7.

Анализ приведенных данных показывает, что в большинстве случаев управление главным двигателем посредством системы ДАУ оказывается более оперативным по сравнению с ручным. Однако применение элементов УСЭППА, характеризующихся малой площадью проходных сечений и низким давлением воздуха, оказалось недостаточно обоснованным, так как занос проточных частей пневмоэлементов солями влажного морского воздуха и пылью приводил к изменениям их рабочих характеристик.

Таблица 7

Показатель	Время, с							
	пуска-реверса при управлении		пуска при управлении		изменения режима при управлении		останова при управлении	
	ручным	дистанционным	ручным	дистанционным	ручным	дистанционным	ручным	дистанционным
t_1	4,6	0,9	—	—	—	—	—	—
t_2	6,3	3,0	4,5	3,2	4,2	2,9	2,1	1,3
t_3	9,3	6,9	7,0	5,3	—	—	—	—
t_4	15,7	9,5	13,6	10,4	6,0	5,8	2,7	3,1

Примечание. t_1 -время от задания команды до перемещения реверсивной рукоятки на противоположный ход; t_2 -время от задания команды до смещения пускотопливной рукоятки из исходного положения; t_3 -время от задания команды до смещения пускотопливной рукоятки из положения «Пуск»; t_4 -время от задания команды до установления пускотопливной рукоятки в положение, соответствующее требуемому ходу.

На судах типа «Новгород» установлена система ДАУ шведской фирмы «Гистер». Логическая часть системы построена на базе унифицированных элементов. В качестве исполнительных механизмов применены гидравлические и электрические сервомоторы.

Основными функциями системы ДАУ являются:

1) управление главным двигателем через всережимный регулятор скорости при задании команд посредством рукоятки машинного телеграфа из рубки или с ЦПУ машинного отделения;

2) исполнение команд управления в соответствии с двумя программными нормальными и максимальной. При включении нормальной программы происходит увеличение угловой скорости вала двигателя от 2,6 до 4,7 с⁻¹ за 2,5 с, от 4,7 до 8,4 с⁻¹ за 25 с, от 8,4 до 12,4 с⁻¹ за 10 мин, а уменьшение угловой скорости от 12,4 до 2,6 с⁻¹ за 9,5 с. Максимальную скорость включают в экстренных случаях. При этом увеличение угловой скорости от 2,6 до 4,7 с⁻¹ происходит за 2,5 с, от 4,7 до 12,4 с⁻¹ за 70 с, уменьшение угловой скорости от 12,4 до 2,6 с⁻¹ за 9,5 с;

3) трехкратное повторение попыток пуска за ограниченное время. При выполнении третьей попытки обеспечивается повышенная подача топлива,

соответствующая пуску по максимальной программе;

4) реверс с возможностью торможения вала двигателя пусковым устройством;

5) быстрое прохождение зоны критической угловой скорости;

6) сигнализация о перегрузке главного двигателя, определяемой по заданному соотношению между положениями вала задания угловой скорости и вала поршня сервомотора всережимного регулятора;

7) остановка главного двигателя при обесточивании системы ДАУ;

8) регистрация команд управления.

В случае отказа системы ДАУ предусмотрено ручное управление главным двигателем с местного поста машинного отделения.

В процессе эксплуатации судов типа «Новгород» в системе ДАУ было установлено дополнительное устройство, обеспечивающее замедленный вывод главного двигателя на режим полного хода. На последующей серии судов «Нововольнск» система ДАУ обеспечивает замедленный вывод главного двигателя за устанавливаемое время (до 4,5 ч).

В соответствии с функциональной схемой, представленной на рис. 142, система ДАУ состоит из:

ружья управления рулевой рубки, на котором установлены: машинный реверсограф, реверсограф, контрольно-измерительные приборы угловой скорости и давления пускового воздуха, табло сигнализации, переключатель режимами управления;

ружья управления ЦПУ, на котором располагаются машинный телеграф, репитер команд, переключатели постов и программ управления, контрольно-измерительные приборы, табло сигнализации;

шкафа управления, в котором размещены: блок питания системы ДАУ, блок задания пусковой подачи топлива по нормальной и максимальной

программам, блок управления электрическим сервомотором всережимного регулятора скорости, блок пуска и реверса, блок сигнализации и блок переключения постов управления;

местного поста управления главным двигателем, на котором установлены; репитер команд, кнопки ответа на команды «готовьсь», «машина не нужна», «ручное управление», задания угловой скорости регулятору «меньше», «больше», включения программ «максимум» и «стоп», снятия звукового сигнала «помеха пуска», переключатель постов, сигнальные табло;

всережимного регулятора «Вудвард» типа UG-40TL, электрического серводвигателя изменения задания регулятору, пневматического трехпозиционного сервомотора реверса, пневматического двухпозиционного сервомотора пуска, трех электромагнитных клапанов управления сервомоторами реверса и пуска.

Серводвигатель изменения задания регулятора скорости включает в себя асинхронный электродвигатель, программное кулачковое устройство,

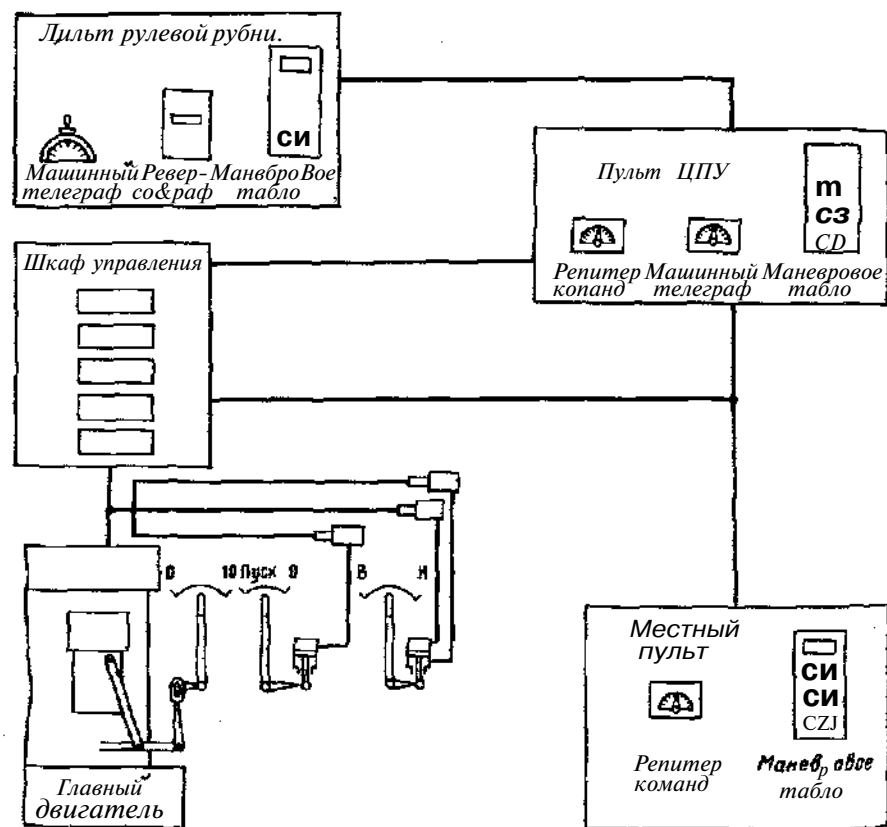


Рис. 142. Функциональная схема системы ДАУ главного двигателя судов типа «Новгород»

Электромагнитные муфты сцепления, червячный редуктор, сельсинной связи. Кулачковые шайбы установлены на валу электродвигателя для управления электромагнитными муфтами, обеспечивающими изменение заданий угловой скорости на всережимный регулятор.

Перед пуском обслуживающий персонал подготавливает главный двигатель и систему ДАУ к работе в соответствии с инструкцией по эксплуатации. После выполнения операций подготовки система ДАУ находится в следующем исходном состоянии:

систему подано электропитание и воздух давлением 715 кПа; рукоятка рычага реверса на местном посту и переключатель на пульте ДАУ установлены в положение «дистанционное управление»; рукоятка рычага ограничения подачи топлива на местном посту находится в положении максимальной топливоподачи;

Машинный телеграф находится в положении «стоп». При этом блок управления топливоподачи устанавливает регулятору скорости задание, при котором обеспечивается надежный пуск главного двигателя по нормальной максимальной программе.

Пуск двигателя производится при установке рукоятки машинного телеграфа в положение требуемого хода. При этом блок пуска и реверса обеспечивает включение электромагнитных клапанов переднего или заднего хода и пуска, управляющих работой сервомоторов реверса и пуска. Происходит реверсирование и пуск двигателя. После выключения двигателя на режим минимальноустойчивой работы, соответствующую заданную угловую скорость 2,1 с⁻¹, происходит отключение блока пусковой подачи топлива и подключение сельсина-датчика телеграфа в цепь управления серводвигателя задания регулятора скорости, который перенастраивается на заданную машинным телеграфом угловую скорость. В результате этого главный двигатель выходит на требуемый скоростной режим. Соответствии с заданной программой.

Если по какой-либо причине двигатель не запускается, автоматически выполняются вторая и третья попытки пуска. В процессе выполнения третьей попытки шаговое реле включает программу «максимум» и пуск двигателя происходит при максимальной пусковой подаче топлива. В начале выполнения четвертой попытки или в случае превышения заданного значения интервала времени пусков, определяемого уставкой реле времени (15 с), подается сигнал «помеха пуска» и дальнейшие попытки пуска прекращаются. После этого рукоятка машинного телеграфа должна быть возвращена в положение «стоп». Затем команда требуемого хода повторяется. Двигатель пускается снова автоматически или же вручную с местного поста.

В случае задания скоростного режима в зоне критической угловой скорости вала двигателя соответствующая кулачковая шайба серводвигателя осуществляет коррекцию уставки регулятора скорости, предотвращая работу двигателя в зоне критической угловой скорости. При этом обеспечивается ускоренное прохождение двигателем зоны критической угловой скорости.

8 50. СИСТЕМА ДАУ ГЛАВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ТЕПЛОХОДОВ «КОТОВСКИЙ» И «МОССОВЕТ»

На теплоходе «Котовский» установлена итальянская система ДАУ «Сепат» для автоматизации процессов управления главного двигателя фирмы «Фиат» мощностью 6,2 МВт. Логическая часть системы ДАУ построена на базе унифицированных модульных электронных элементов. В качестве исполнительных механизмов используются электрические и пневматические сервомоторы. Система ДАУ обеспечивает:

1) задание режимов работы главного двигателя посредством рукоятки машинного телеграфа из рулевой рубки или с ЦПУ и автоматическое программированное исполнение команд пуска, реверса, изменения режима, остановки двигателя. Предусмотрена возможность плавной коррекции режима работы двигателя;

2) исполнение команд управления главным двигателем через электронный всережимный регулятор скорости при включении программы маневрового режима;

3) исполнение команд управления главным двигателем по положению маховика топливоподачи при включении программы ходового режима;

4) остановку или 20%-ное снижение угловой скорости вала главного двигателя по сигналам машины централизованного контроля (МЦК) при аварийных отклонениях наиболее важных контролируемых параметров;

5) дистанционное управление насосами, обслуживающими главный двигатель, их автоматическое включение;

6) подготовку главного двигателя к пуску по специальной программе;

7) трехкратное повторение попыток пуска за ограниченное время;

8) торможение вала двигателя пусковым воздухом при реверсе;

9) замедленный вывод главного двигателя на режим полного хода по временной программе;

10) прохождение зоны критической угловой скорости;

11) возможность экстренных маневров, выполняемых при включении программы аварийного режима;

12) сохранение заданного режима работы главного двигателя в случае отказа системы ДАУ;

13) сигнализацию отклонений контролируемых параметров;

14) регистрацию команд управления главным двигателем и их исполнение;

15) контроль правильности функционирования системы ДАУ.

Наряду с автоматизированным управлением предусмотрено ручное управление главным двигателем с ЦПУ.

В соответствии с функциональной схемой, показанной на рис. 143, система ДАУ включает: пульт управления рулевой рубки; пульт управления ЦПУ машинного отделения; систему управления главным двигателем; систему подготовки главного двигателя к пуску; систему управления механизмами, обслуживающими главный двигатель; устройство регистрации команд управления и их исполнения; устройство контроля и имитации работы системы ДАУ; цепи аварийной сигнализации. Кроме того, в системе ДАУ используются сигналы времени электронных часов.

на пульте управления рулевой рубки установлены: машинный телеграф, тахометр, потенциометр 3 коррекции режима главного двигателя, переключатель «маневры-в ходу-аварийное» 4, кнопки передачи управления в рулевую рубку и проверки ламп подсветки табло, световые табло и потенциометр регулировки их освещенности. В рулевой рубке обеспечена световая и звуковая сигнализация при таких аварийных состояниях: отказ третьего канала остановки главного двигателя из-за неисправности, а также по сигналу от МЦК главного двигателя, от МЦК дизель-генераторов, проверки

данных на ЦПУ.

Пульт управления ЦПУ оборудован следующими средствами управления и контроля:

1) машинным телеграфом 5, пускоревверсивной рукояткой, маховиком изменения подачи топлива, рукояткой управления системой рециркуляции топлива;

2) переключателями «автоматическое-ручное» 9, «маневры-в ходу-аварийное» 4, «стоянка-подготовка-в ходу» 10, «мостик и ЦПУ» 11, прослушивания канала в системе акустического контроля 12, темпа вывода двигателя на заданный режим 13;

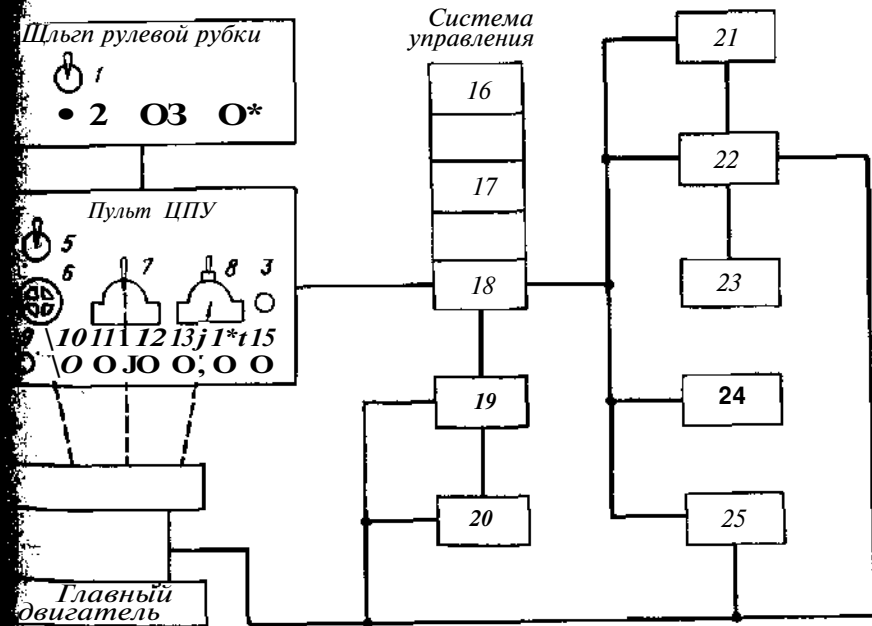


Рис. 143. Функциональная схема системы ДАУ главного двигателя теплохода «Котовский»:

1 - машинный телеграф; 2 - тахометр; 3, Н. 15 - потенциометры; 4, 9, 10, 11, 12 - В-переключатель; 6 - маховик изменения подачи топлива; 7 - пускоревверсивная рукоятка; ^ - рукоятка управления рециркуляцией топлива; /6 - устройство обработки командных сигналов машинного телеграфа; 17 - устройство управления приводом пускоревверсивной рукоятки; /# - устройство управления приводом маховика топливоподачи; !9 - система подготовки двигателя к пуску; 20 - система управления вспомогательными механизмами; 2/ - устройство регистрации команд управления; 22 - машина централизованного контроля; 21 - печатающая машинка; 23 - устройство контроля и имитации; 25 - система аварийной сигнализации

потенциометрами коррекции режима 3, ограничения топливоподачи и угловой скорости 15, регулирования громкости системы акустического контроля работы главного двигателя;

цифровым тахометром, восемью манометрами, четырьмя термометрами, контрольными постами отработавших газов главного двигателя и дизель-генераторов;

световыми сигнализаторами положения распределительного вала на ход «вперед» или «назад», включения валоповоротного устройства, блокировки телеграфа;

кнопками выключения звуковых сигналов тревог, проверки вахты и ламп на мнемосхемах.

Внутри пульта управления ЦПУ установлены:

сирена аварийных сигналов, которая срабатывает при отказе третьего пуска, остановке главного двигателя из-за неисправности и рассогласования телеграфов, наличии сигналов МДК, вызывающих снижение угловой скорости главного двигателя, наличии сигналов МЦК, вызывающих остановку одного из дизель-генераторов;

клаксон второстепенных сигналов, который включается при наличии запроса передачи управления на рулевую рубку, подаче сигнала проверки вахты, наличии сигналов МЦК отклонения контролируемых параметров главного двигателя, дизель-генераторов и вспомогательных механизмов.

К электрическим цепям пульта управления подключены четыре светодинамика машинного отделения, подающих сигналы следующего значения: аварийный или второстепенный, действие телеграфом или запрос передачи управления на рулевую рубку, проверка вахты, телефонный вызов. Одновременно со световым сигналом светодинамика подается и звуковой сигнал.

Система управления главным двигателем состоит из устройств обработки командных сигналов машинного телеграфа, управления приводом пускоревверсивной рукоятки и управления приводом маховика изменения подачи топлива.

Устройство обработки командных сигналов машинного телеграфа преобразует и передает заданные команды к устройствам управления приводами пускоревверсивной рукоятки и маховика изменения подачи топлива. Устройство предотвращает временное отсутствие сигналов заданного хода при переключении, т. е. сохраняет последний сигнал телеграфа до вступления в действие нового. При неисправности телеграфа и одновременном замыкании двух контактов принимается к исполнению команда, соответствующая режиму меньшей мощности двигателя. При замыкании двух контактов, соответствующих различным направлениям вращения вала, главный двигатель останавливается.

Устройство управления приводом пускоревверсивной рукоятки обеспечивает пуск и реверс двигателя в соответствии с командой телеграфа. Оно управляет пятипозиционным сервоприводом, устанавливающим пускоревверсивную рукоятку в одно из пяти фиксированных положений: «пуск заднего хода», «задний ход», «стоп», «передний ход», «пуск переднего хода».

Устройство управления приводом маховика изменения подачи топлива обеспечивает заданную топливоподачу в соответствии с командами машинного телеграфа и положением потенциометра коррекции режима. В качестве привода маховика изменения топливоподачи используется электрО

атель постоянного тока с независимым возбуждением, который магнитной муфтой соединяется с маховиком.

Система подготовки главного двигателя к пуску обеспечивает прогрев охлаждающей водой из системы охлаждения дизель-генераторов, подогрев топлива и воды охлаждения форсунок. Программой предусмотрена определенная последовательность и интервалы времени между включениями насосов главного двигателя.

В период подготовки включается электронный регулятор температуры, который направляет на главный двигатель охлаждающую воду от дизель-генераторов и не допускает их переохлаждения.

Системы управления механизмами, обслуживающими главный двигатель, обеспечивают дистанционное управление насосами и автоматическое включение резервных насосов при понижении давления забортной воды, топлива, пресной воды охлаждения цилиндров и форсунок. Предусмотрено автоматическое регулирование температуры пресной воды, масла, воздуха наддува и вязкости топлива.

Сигнализация о работе насосов и положениях электромагнитных и регулируемых клапанов производится включением световых индикаторов и сигнализаторов положений на мнемосхемах ЦПУ.

Устройство регистрации команд и их исполнения предназначено для выдачи сигналов регистрации затребованного маневра и его исполнения на дисплей централизованного контроля главного двигателя, которая управляет работой печатающей машинки. Команды и их исполнение регистрируются на бланке с указанием времени.

Устройство контроля и имитации работы системы ДАУ предназначено для проверки правильности функционирования цепей управления и сигнализации при неработающем главном двигателе. Цепи аварийной сигнализации обеспечивают сигнализацию по 48 параметрам (уровням содержания кислорода, рециркуляции топлива, давлению сред охлаждения и другим) и выдают сигналы на мнемосхеме. При аварийном состоянии соответствующая сигнальная лампа на мнемосхеме начинает мигать. Мигание сопровождается акустическим сигналом. При нажатии кнопки «снятие сигнала» выключается акустический сигнал, а лампа остается включенной с постоянным светом. После устранения аварийного состояния лампа автоматически выключается.

Работа системы ДАУ происходит следующим образом.

Для автоматической подготовки главного двигателя к пуску переключатель 10 ставят в положение «подготовка», а переключатель 9 - в положение «автоматическое». При этом рукоятка машинного телеграфа должна

находиться в положении «стоп».

Подготовка происходит в такой последовательности: включается насос подогрева форсунок и подача пара в подогреватель цистерны пресной воды. Регулятор температуры, воздействуя на клапан расхода пара, повышает и затем стабилизирует температуру охлаждающей воды форсунок (не ниже 45°C). Одновременно включается электронный регулятор прогрева главного двигателя охлаждающей водой дизель-генераторов. Когда температура воды на выходе из главного двигателя достигает 40°C, включается главный насос пресной воды и останавливается стояночный. Через 30 с логично переключаются насосы забортной воды.

Включение масляного насоса происходит при температуре масла не менее 20°C . Оно подогревается в процессе сепарации и очистки.

Через 30 с после включения системы подготовки производится пуск топливного насоса. Топливо подогревается в результате действия регулятора вязкости, управляющего подводом пара в подогреватель.

Чтобы не перегружать электростанцию, разрешение на включение насосов масла и пресной воды дается через 30 с после начала работы насоса топлива. Между включением насосов масла и пресной воды установлен интервал в 60 с. При одновременном срабатывании датчиков температуру масла и пресной воды первым включается масляный насос.

При подготовке включается система рециркуляции топлива между топливными насосами и форсунками. Она выключается только перед пуском двигателя.

После выполнения всех операций по подготовке главного двигателя температура масла устанавливается не ниже 30°C и пресной воды — не ниже 40°C . При этом включается сигнальная лампа «готовность».

Переключатель 10 устанавливается в положение «в ходу», и все операции по управлению главным двигателем можно производить рукояткой машинного телеграфа из рулевой рубки или с ЦПУ в зависимости от положения переключателя постов управления 11.

При перемещении рукоятки машинного телеграфа в положение «ход» замыкается соответствующий контакт магнитного реле телеграфа. Повторитель контакта в схеме обработки командных сигналов телеграфа выдает электрический сигнал направления вращения вала и заданного хода двигателя в запоминающее устройство. Обработанный схемой селективного исключения сигнал поступает для регистрации в МЦК и в усилители мощности. Сигнал направления вращения вала двигателя из устройства обработки командных сигналов поступает в систему управления пускореверсивной рукояткой, которая после этого перемещается в требуемое положение.

Через 2 с после установки пускореверсивной рукоятки в положение «пуск» открывается воздушный электроклапан на двигателе и включается устройство повторного пуска, обеспечивающее в случае первого неудавшегося пуска трехкратное повторение попыток пуска за ограниченное время. В состав устройства входит счетчик пусков, который выдает команду на увеличение количества топлива при повторных пусках и устанавливает пускореверсивную рукоятку в положение «стоп» после третьего неудавшегося пуска.

Пуск двигателя возможен при отсутствии аварийных сигналов низкого давления масла, воды, пускового воздуха, топлива и его высокой вязкости. При повторных пусках действует блокировка только по давлению масла.

При угловой скорости $5,2 \text{ с}^{-1}$ появляется сигнал «вращение двигателя». Он обеспечивает включение электроклапанов привода пускореверсивной рукоятки, которая устанавливается в положение «ход». При этом подача пускового воздуха в цилиндры прекращается, и двигатель, работая на топливе, выходит на заданный режим.

Если для выполнения команды необходимо реверсировать двигатель пускореверсивная рукоятка устанавливается в положение «стоп», и подача

топлива прекращается. Пуск двигателя в новом направлении возможен, когда его угловая скорость снизится до $5,2 \text{ с}^{-1}$.

Если необходимо выполнить экстренный реверс (при установке переключателя 4 в положение «аварийное»), в системе управления приводом пускореверсивной рукоятки включается генератор последовательности пуска, который обеспечивает подачу пускового воздуха в нужном направлении при угловой скорости вала двигателя $10,4-5,2 \text{ с}^{-1}$.

Для управления двигателем на маневрах и в ходовом режиме переключатель 4 устанавливается в положение «маневры» или «в ходу». В первом режиме электронный регулятор скорости обеспечивает режимы постоянной и двойной скорости, во втором — привод маховика изменения подачи топлива включает режимы постоянной топливоподачи. Значения угловой скорости на маневровых (аварийных) и топливоподачи на ходовых режимах, соответствующие командам телеграфа на самом малом, малом, среднем и полном ходах, устанавливаются четырьмя потенциометрами скорости и четырьмя потенциометрами топливоподачи.

В условиях маневров электронный регулятор сравнивает задающий сигнал телеграфа с сигналом фактической угловой скорости. Рассогласование между этими сигналами служит управляющим воздействием для привода маховика изменения подачи топлива.

На ходовых режимах задающий сигнал телеграфа подается непосредственно в следящую систему электродвигателя привода маховика топливоподачи, направление и частота вращения которого зависят от знака и значения напряжения задающего сигнала телеграфа.

При работе главного двигателя на заданном режиме уставки четырех потенциометров скорости (топливоподачи) могут изменяться при воздействии на потенциометр коррекции режима. Это позволяет плавно изменять режим работы главного двигателя на маневрах или в ходу на $\pm 2,6 \text{ с}^{-1}$ и $\pm 15\%$ полного хода маховика топливоподачи.

После окончания маневров главный двигатель выводится на заданный ходовой режим с помощью устройства замедления темпа движения маховика топливоподачи, включающего на 0,5 с электромагнитную муфту сцепления исполнительного электродвигателя и редуктора маховика. При помощи переключателя 13 устанавливаются интервалы между включениями электромагнитной муфты в 2, 4, 8 мин. При этом максимальное время выключения главного двигателя на заданный режим составляет 1,5 ч. Это же устройство используется для снижения мощности главного двигателя в начале маневров.

На маневрах или на ходу судна возможны перегрузки главного двигателя по мощности или увеличение угловой скорости сверх рекомендуемых предельных значений. Для предотвращения этого предусмотрены ограничители топливоподачи и скорости. Ограничитель подачи топлива воздействует на электромагнитную муфту привода маховика изменения подачи топлива, не допуская установки маховика подачи топлива в положение, соответствующее заданному потенциометром 14. Когда угловая скорость вала двигателя превысит значение, установленное потенциометром 15, сработает электроклапан пневматического сервомотора центробежного регулятора и три топливных насоса главного двигателя отключаются.

Таблица 8

Операции процесса управления	Пуск	Пуск-реверс	Измененные режимы	Остановка
Начало обработки команды пускоревверсивной системой	5	2,3	0,3	0,35
Начало изменения угловой скорости	2,9	3,2	0,8	0,85
Окончание пуска двигателя на воздухе	6,2	8,9	—	—

При установке рукоятки телеграфа в положение «стоп» исчезает сигнал направления вращения вала двигателя, срабатывают электромагнитные клапаны, и пускоревверсивная рукоятка устанавливается в положение «стоп», что приводит к прекращению подачи топлива и остановке двигателя. Через 30 с после этого маховик устанавливается в положение нулевой топливоподачи.

Маневры фиксируются печатающей машинкой в соответствии с сигналами устройства регистрации команд: запрашиваемого маневра и окончания его выполнения. Первый выдается тогда, когда один из девяти сигналов телеграфа (соответственно возможным положениям его рукоятки) переходит с высокого уровня на низкий. Сигнал записи выполнения маневра поступает в то время, когда разница между затребованной и действительной скоростями меньше зоны нечувствительности регулятора скорости на маневровых режимах или когда действительное положение маховика подачи топлива соответствует заданной команде телеграфа на ходовых режимах двигателя.

Устройство контроля и имитации позволяет проверить правильность работы цепей управления и аварийной сигнализации системы ДАУ. Трехпозиционным переключателем включают либо устройства контроля, либо устройства имитации. В последнем случае функционирование проверяют при неработающем главном двигателе.

Опыт эксплуатации системы ДАУ на теплоходе «Котовский» показал высокую надёжность и эффективность управления главным двигателем. В результате испытаний совместной работы двигателя и системы ДАУ были получены динамические показатели, которые определяют время (в секундах) от задания команды с помощью машинного телеграфа до выполнения соответствующей операции процесса управления (табл. 8).

Система ДАУ главного двигателя судов типа «Моссовет». В 1979 г. через 11 лет после постройки теплохода «Котовский» на итальянской верфи Бреда было построено головное судно серии газозовов типа «Моссовет».

На теплоходе «Моссовет» автоматизированное управление из рулевой рубки и ЦПУ главным двигателем Брянского машиностроительного завода типа 9ДКРН80/160-4 мощностью 15,9 МВт осуществляется с помощью системы ДАУ «Сена». Логическая часть системы ДАУ выполнена на базе электронных интегральных микросхем с применением электромагнитных реле в качестве выходных элементов.

Система ДАУ взаимодействует со штатной реверсивно-пусковой системой ДУ главного двигателя, построенной на базе пневмоэлементов фирмы «Инстингауз» и обеспечивающей:

- дистанционное управление из ЦПУ и аварийное-с местного поста-ателем;
- управление главным пусковым клапаном (ГПК), воздухораспределителем и распределительным валом при пуске двигателя;
- управление топливоподачей в соответствии с командами на изменение режима работы двигателя;
- отключение топливоподачи при установке органа управления в положение «стоп»;
- реверс воздухораспределителя и распределительного вала;
- защиту главного двигателя путем прекращения топливоподачи при аварийных отклонениях наиболее важных параметров от нормальных значений.

Основные функции систем ДАУ теплоходов «Котовский» и «Моссовет» логичны и связаны с обеспечением автоматизированного пуска, реверса и изменения режима работы главного двигателя. Так предусмотрена возможность трехкратного повторения попыток пуска, если первые были неудачными, причем последняя попытка совершается при увеличенной подаче топлива. Время выполнения пусковых операций ограничено. При реверсе подача контрвоздуха производится в зависимости от значения угловой скорости вала двигателя. Обеспечивается ограничение максимальной и минимальной угловой скорости, а также нагрузки главного двигателя.

В системе ДАУ однотипного судна «Ленсовет» предусмотрено снижение мощности главного двигателя при следующих значениях наиболее важных параметров:

Температура, °С:

пресной охлаждающей воды на выходе из цилиндра	.70
смазочного масла ГТН	.90
масла упорного подшипника	.70

Давление, кПа:

пресной охлаждающей воды цилиндров	.98
смазочного масла распределительного вала	.167
масла охлаждения поршней	.108

Кроме того, предусмотрена сигнализация при отклонении контролируемых параметров от нормальных значений.

Система ДАУ включает в себя пульты управления рулевой рубки и ЦПУ, а также шкаф управления, в котором находятся блоки питания. Блоки карт, плата реле, контрольная панель и электропневмопреобразователь.

В блоках карт установлены 25 печатных схем (карт), реализующих посредством интегральных микросхем алгоритмы управления, в том числе: две карты общего назначения, три карты машинного телеграфа, карта пусковых блокировок, карта базового времени, карта квитирования, две карты пусковых операций, девять карт тахометра и регулирования угловой скорости, шесть силовых карт.

§ 51. СИСТЕМА ДАУ ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ СУДОВ
ТИПА «ГЕРОИ-ПАНФИЛОВЦЫ»

На судах типа «Герои-панфиловцы» с главными двигателями ДКРН74/160-3 установлена система ДАУ типа BMS-930 фирмы STL (Дания). По конструктивному исполнению и связи с главным двигателем система ДАУ навешенного типа. Она подключена непосредственно к исполнительным элементам штатной реверсивно-пусковой системы. Система ДАУ электрическая с пневматическими исполнительными механизмами. Системой ДАУ предусматривается дистанционное автоматизированное управление главным двигателем из рулевой рубки одной рукояткой и дистанционное управление из ЦПУ в машинном отделении.

Система ДАУ выполняет следующие функции:

автоматизированный пуск и остановку главного двигателя с контролем выполнения условий подачи пускового воздуха и перехода на топливо; программное управление топливоподачей по двум программам.

Управлением топливоподачей по нормальной программе предусматривается:

увеличение угловой скорости до самого малого хода с выдержкой времени 2-3 с;

увеличение угловой скорости до среднего хода без функционирования программы нагрузки;

увеличение угловой скорости до номинального значения по программе нагрузки с дискретным увеличением угловой скорости через каждые 30 с.

Управлением топливоподачей по экстренной программе предусматривается:

увеличение угловой скорости до номинального значения с отключением программы нагрузки;

многократная автоматическая попытка пуска с подачей сигнала, соответствующего максимальному давлению продувочного воздуха (для системы ограничения по подаче топлива при пуске);

ограничение общей продолжительности пуска в соответствии с заданием реле времени, а также автоматическая блокировка пуска при низком давлении пускового воздуха;

точная установка на заданный скоростной режим и поддержание угловой скорости во всем диапазоне режимов нагрузки;

коррекция соотношения «топливо - воздух» в диапазоне рабочих нагрузок;

автоматическая защита главного двигателя путем его остановки или снижения угловой скорости по группе контролируемых параметров;

имитация с целью проверки действия отдельных элементов схемы программного управления и функционирования ДАУ при остановленном двигателе;

ускоренное прохождение зоны критических значений угловой скорости.

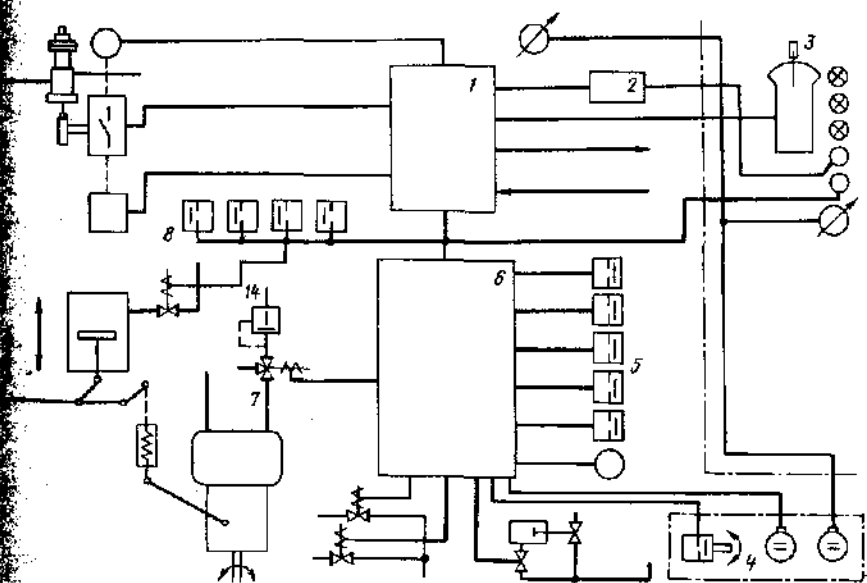
Функциональная схема ДАУ представлена на рис. 144. В систему ДАУ входят: посты дистанционного управления в рулевой рубке и на крыльях ходового мостика; пульт управления главного двигателя (ГД) в ЦПУ; шкаф электронной части системы ДАУ с блоком питания; пневматическая

аппаратура с блоком питания с силовыми пневмоцилиндрами; пневмогидравлический всережимный регулятор скорости «Вудвард» типа PGA; системы на двигателе (конечные выключатели, сигнализаторы и датчики); блок защиты и комплект датчиков контролируемых параметров; реверсограф с независимым датчиком частоты вращения и часовым механизмом.

Посты дистанционного управления (ПДУ) служат для дистанционного автоматического пуска, реверса и изменения угловой скорости ГД, ранее подготовленного к работе. Командная рукоятка ПДУ механически соединена с рычагом машинного телеграфа (МТ) так, что каждому положению соответствуют определенная угловая скорость и направление вращения ГД.

Промежуточную (между двумя соседними ступенями) угловую скорость можно устанавливать вручную ступенчато в соответствии с положением командной рукоятки МТ либо плавно, переключая фиксатор на ПДУ. На каждом из бортовых дистанционных постов в рулевой рубке, помимо «селекторов» МТ и рукоятки управления, имеются сигнальные лампы: «управление из ЦПУ», «управление с мостика», «программа разогрета», «снижение скорости», «останов», «сигнал на мостик», «МТ работает», а также встроенный указатель тахометра типа М1500.

На ПДУ правого борта дополнительно расположены: переключатель команды на ЦПУ относительно вида управления «ЦПУ-мостик» и вы-



144. Функциональная схема ДАУ судов типа «Герои-панфиловцы»: 1-шкаф электронной части системы ДАУ с блоком питания; 2-пульт управления главного двигателя (ГД) в ЦПУ; 3-посты дистанционного управления в рулевой рубке и на крыльях ходового мостика; 4-реверсограф с независимым датчиком угловой скорости и часовым механизмом; 5-Шиты и комплект датчиков контролируемых параметров; 6-пневматическая аппаратура с блоком питания с силовыми пневмоцилиндрами; 7-пневмогидравлический всережимный регулятор скорости «Вудвард» типа PGA; 8-узлы системы на двигателе (конечные выключатели, сигнализаторы и датчики)

ключатели аварийного управления: «стоп» (экстренная остановка ГД), «разогрев отключен», «защита отключена».

Пульт управления в ЦПУ служит для: дистанционного управления ГД из ЦПУ при помощи органов управления (рукоятки управления пуском и топливоподачей и рычага реверса), действующих через пневматическую систему управления BMS-930 на пускоревверсивную систему двигателя;

приема и обработки команд по линии машинных телеграфов;

переключения управления с дистанционного на дистанционное автоматизированное и обратно с помощью пневмопереключателя («аварийная работа»-«машинное отделение»-«рулевая рубка»).

Положение МТ на ЦПУ определяет направление вращения ГД, а операции по управлению ГД выполняются с помощью топливной рукоятки. При этом сервомеханизм пневмозадающего устройства системы ДАУ отключается путем обвода его таким образом, что управление ГД фактически производится пневмозадающим устройством, связанным с топливной рукояткой. Независимо от положения переключателя управления установкой рукоятки топливоподачи на пульте ЦПУ может быть задана максимальная подача топлива.

Помимо этого, с пульта управления осуществляются:

аварийная остановка либо снижение угловой скорости ГД через систему ДАУ по обобщенным аварийным сигналам от блока защиты; контроль угловой скорости вала двигателя по тахометру ДАУ и ДУ; контроль направления вращения коленчатого вала двигателя по сигналам табло «вперед», «назад»;

световая и звуковая сигнализация о работе системы ДАУ и системы защиты ГД;

контроль напряжения электропитания;

контроль пневмопитания.

Панель электронной части включает в себя несколько блоков и устройств.

1. Входные логические блоки, через которые проходят все входные сигналы-системы ДАУ (за исключением командного сигнала на изменение угловой скорости ГД) при управлении с мостика. Блоки предназначены для защиты цепей питания схемы логики от помех и повышенного напряжения.

2. Блок пуска и остановки контролирует правильность пуска двигателя в заданном направлении и работу ГД в соответствии с заданием.

Отсутствие команды на передний или задний ход, а также положение рукоятки МТ «товсь» и «отбой» равнозначны команде на остановку. Блок обеспечивает переход с пускового воздуха на топливо. При работе на ДАУ повторные пуски будут продолжаться до тех пор, пока давление пускового воздуха не станет ниже 1,47 МПа, далее происходит блокировка пусков, необходимая для того, чтобы сохранить требуемое для двух попыток пуска из машинного отделения давление воздуха.

При пуске двигатель продолжает с выдержкой в 2-3 с оставаться на малых значениях угловой скорости, а затем выходит на заданную угловую скорость.

реле давления воздуха задания контролирует правильность положения пускового клапана с подачей предупредительного звукового сигнала при несоответствии его положения заданному режиму работы ГД («И», «товсь», «работа»).

3. Блок снижения угловой скорости предназначен для перевода двигателя на работу на малых значениях угловой скорости. Диапазон значений угловой скорости может быть установлен на блоке связи с телеграфом, с помощью угловой скорости ГД (перемещением сервомотора пневмозадающего устройства по команде блока снижения угловой скорости) осуществляется в случаях:

срабатывания системы аварийной защиты (остановка двигателя);

снижения угловой скорости (аварийного снижения нагрузки);

недопустимого превышения угловой скорости ГД;

нормального останова ГД телеграфом;

останова при повторных пусках;

аварийного останова (с мостика).

После пуска блок снижения угловой скорости обеспечивает в течение 3 с работу ГД при малых значениях угловой скорости, удерживая сервомотор задания скорости. За это время устанавливается угловая скорость двигателя и регулятора скорости, при которой обеспечивается устойчивое регулирование. Выдержка времени определяется «индекс-контактом» (индикатор нулевой подачи), контролирующим подачу топливных насосов, тем чтобы нагрузка двигателя перед началом управления не превышала заданной.

4. Блок повторного пуска контролирует правильность проведения пуска ГД. При несостоявшемся пуске обеспечивается повторная автоматическая попытка пуска с интервалом 5 с. При этом подается питание на электромагнитный клапан «снятие ограничения», который пропускает воздух пускового давления (соответствующего номинальному давлению продувочного воздуха на установившемся режиме) на устройство ограничения нагрузки регулятора скорости, с тем чтобы подача топлива была достаточной для нормального пуска двигателя.

На период пуска исключается действие ограничителя нагрузки, устанавливающего подачу топлива в зависимости от давления наддува. Запрет действия ограничителя нагрузки сохраняется до тех пор, пока блок снижения скорости не отключается от сервомотора пневмозадающего устройства. При повторном пуске с момента остановки двигателя до момента подачи пускового воздуха подается предупредительный сигнал.

5. Блок контроля аварийного стоп-клапана управляет электромагнитным клапаном аварийного останова. Этот клапан управляет подачей воздуха в стоп-цилиндр, устанавливающий топливные насосы на нулевую подачу при аварийной остановке, срабатывании защит или команде «стоп». Блоком осуществляются также контроль исправности цепи клапана и подача аварийного сигнала.

6. Блок программы нагрузки предназначен для программного увеличения нагрузки с целью поддержания теплового режима в процессе прогрева двигателя. Временная программа нагрузки осуществляется посредством программного механизма, приводимого в действие сервомотором задания угловой скорости. Положение одного из микровыключате-

лей сервомеханизма определяет начало действия «программы нагрузки» другого, выдачу временных импульсов для каждого «шага» программы.

Увеличение угловой скорости двигателя осуществляется ступенчато. Выдержка времени на каждой ступени между двумя последовательными шагами составляет 30 с, она может регулироваться в пределах 20-52 с.

«Программа нагрузки» устанавливает угловую скорость двигателя в зависимости от положения топливной рукоятки в ЦПУ. Уменьшение угловой скорости осуществляется без специальной временной задержки.

7. Блок медленного проворота при подаче команды на пуск обеспечивает медленное проворачивание двигателя после длительной стоянки (более 30 мин). При этом двигатель проворачивается пусковым воздухом пониженного давления на два полных оборота (переключение с воздуха на топливо блокируется). Выдержка времени медленного проворота регулируется от 15 до 39 мин. При срабатывании реле времени получает питание электромагнитный клапан пневматического золотника ГПК, который осуществляет частичное открытие ГПК на период медленного проворота. Контроль медленного проворота осуществляется «датчиком одного оборота». При получении импульсов от «контакта одного оборота» действие блокировки переключения с воздуха на топливо прекращается. ГПК открывается полностью и двигатель переходит на нормальный пуск.

8. Блок связи обеспечивает переключение управления с дистанционного на дистанционное автоматизированное и наоборот, приводит в действие сигнализацию при *неправильном выполнении* операций управления.

9. Блок аварий содержит четыре независимых канала: аварийного останова двигателя; аварийного уменьшения угловой скорости; аварийной защиты по превышению угловой скорости (два канала для гарантии надежности).

10. Блок реле скорости состоит из шести реле. Его реле получают сигналы от блока испытания скорости. Когда напряжение тахогенератора ГД достигает заданного значения, срабатывает реле, подающее сигнал цепям сравнения угловой скорости. Блоки выполняют следующие функции контроля: пуск-передний ход; пуск-задний ход; уровень реверсирования, т. е. достижение угловой скорости, при которой можно выполнять реверс.

Реверсирование двигателя происходит автоматически при переводе МТ из положения «ПХ» (передний ход) в положение «ЗХ» (задний ход), однако подача пускового воздуха не начнется до тех пор, пока угловая скорость не уменьшится до заданного значения.

11. Блок испытания скорости выдает отфильтрованное напряжение с тахогенератора ГД компараторам блока реле скорости.

12. Блок связи с телеграфом служит для преобразования сигнала от телеграфа мостика с целью использования его в системе ДАУ для управления Сервомотором задания угловой скорости. Предусмотрена следующая регулировка:

балансировка, которая позволяет с помощью уравнительного потенциометра получить симметричный сигнал относительно положения «стоп» при подаче команды с мостика;

положение малого хода;

уставки 30 и 100% для настройки характеристики датчика положения

SOMoTora задания угловой скорости таким образом, чтобы она совпала с характеристикой передатчика МТ.

13. Блок сервоусилителя управляет непосредственно сервомотором задания угловой скорости, определяя направление и частоту его вращения, выдает командный сигнал от блока связи с телеграфом, соответствующий разности между командой телеграфа ПДУ и положением сервомотора задания угловой скорости.

14. Блок контроля напряжения с вольтметром со шкалой 0-60 В имеет выключатель на 13 положений для контроля напряжения в различных точках.

15. Блоки преобразователей служат для получения вспомогательного напряжения 12 В постоянного тока для рабочих усилителей.

16. Сигнальное устройство блока питания служит для контроля электропитания всей схемы, а также выдает общий сигнал.

17. В системе три релейных блока, каждый из которых имеет по четыре одноходовых реле и усилителей. Таким образом, имеется 12 каналов для обеспечения вспомогательных функций (включение сигнальных цепей электромагнитных клапанов и пр.), которые не могут выполняться непосредственно схемой логики.

18. Блок контроля мнемосхемы содержит сигнальные лампы и переключатели. Они объединены в мнемосхему, выполняющую функции контроля следующих операций и команд:

команда «вперед» (телеграф в произвольном положении в направлении переднего хода);

команда «назад» (телеграф в произвольном положении в направлении заднего хода);

команда «стоп» (сигнал при положениях «стоп», «готовсь», «отбой», а также при обрыве кабеля телеграфа);

медленный проворот (ГД был остановлен на такое время, по прошествии которого пуск должен начаться с медленного проворачивания);

«низкое давление пускового воздуха» (блокируются любые пусковые операции с мостика);

электромагнитный клапан «вперед» (подача пускового воздуха в направлении переднего хода); электромагнитный клапан «назад» (подача пускового воздуха в направлении заднего хода);

распределительный вал «вперед» (правильное реверсирование в направлении переднего хода);

распределительный вал «назад» (правильное реверсирование в направлении заднего хода);

пусковая угловая скорость «вперед» {можно переходить на топливо}; пусковая угловая скорость «назад»;

повторный пуск-после перехода на топливо угловая скорость ниже пусковой. Новый пуск начинается с выдержкой времени;

снятие ограничения нагрузки-электромагнитным клапаном искусственно; подается повышенное давление воздуха на устройство ограничения ПДУ;

Двигатель пущен-пуск произведен правильно, сработало реле времени малого хода»;

сервомотор- «на увеличение»;

сервомотор - «на уменьшение»;

программа нагрузки - сигнал одновременно с получением питания реле времени блока программы нагрузки. После отсчета времени сигнал гаснет; электромагнитный клапан аварийного останова (подача питания);

сервомотор задания на «малый ход»-сигнал при команде на останов, снижение скорости выключения, срабатывания защиты по скорости, аварийный останов;

выключение, аварийный останов-сигнал при выполнении одной из функций аварийного останова;

управление с мостика;

управление с ЦПУ.

Имеется пять выключателей для включения и отключения следующих частей программы автоматизированного управления; защита по скорости (при ее превышении); медленного проворота; уровня реверсирования; резерва. Предусмотрена проверка правильности функционирования системы ДАУ.

Пневматическая аппаратура системы включает (элементы системы «Вестингауз»): блок управления (в пульте ЦПУ); блок пуска и реверса (шкаф с пневмоэлементами); блок топливоподачи.

В блок управления входят;

два механически управляемых двухпозиционных клапана (перестановка воздухораспределителя «вперед», «назад»). Управление посредством рукоятки МТ;

блок задания скорости с сервомотором и пневмозадающим устройством регулятора угловой скорости;

переключатель команд («управление с мостика» - «управление из ЦПУ» - «аварийное управление») с блокировочным пневмоцилиндром, не позволяющим производить переключение до установки топливной рукоятки в положение «стоп»;

механически управляемый двухпозиционный клапан, подающий воздух к стоп-цилиндру аварийной остановки;

воздушный баллон вместимостью 20 л для стабилизации пневмопитания;

вспомогательная аппаратура (фильтры, манометр и др.).

В блок пуска и реверса входят:

пневмоцилиндр для перестановки воздухораспределителя;

двухпозиционные клапаны для выполнения маневров «назад»-«вперед»;

электромагнитный клапан, управляющий подачей воздуха в стоп-цилиндр аварийной остановки;

стоп-цилиндр, переключающий отсечной вал топливных насосов в положение нулевой подачи по группе контролируемых параметров при пуске двигателя или аварийной остановке с мостика;

переключающие двухпозиционные клапаны (дрессельные и редукционные);

воздушный баллон повышенного давления (для пусков);

фильтры, манометр.

Блок топливоподачи включает в себя:

регулятор «Вудвард» типа PGA с гидроусилителем;

пневмоцилиндр для переключения с гидроусилителя / на гидроусили- //

аварийный пост управления; позволяет управлять двигателем при неис- //

При выходе всей системы ДАУ из строя возможно ручное управление //.

действием на гидроусилитель).

СИСТЕМЫ ДАУ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВРШ СУДОВ «АКАДЕМИК ТУПОЛЕВ» И «БЕЛОРУССИЯ»

Энергетическая установка теплохода «Академик Туполев» состоит из реверсивного среднеоборотного дизеля типа СЕМТ «Пилстик» 1С-2-5V400, приводящего в действие через редуктор винт регулируемого шага и валогенератор.

В качестве автоматизированной системы управления ГД используется пневматическая система фирмы «Аглантик» (Франция) (рис. 145), состоящая из: пульта дистанционного автоматизированного управления из рулевой рубки; пульта дистанционного управления с ЦПУ машинного отделения; блоков с логическими элементами; главного двигателя; датчика давления масла; датчика давления масла в системе редуктора; датчика давления масла в системе ВРШ; датчика давления воды; датчика температуры масла; датчика температуры воды; датчика наличия паров масла в картере ГД; предельного регулятора; тахогенератора; исполнительного

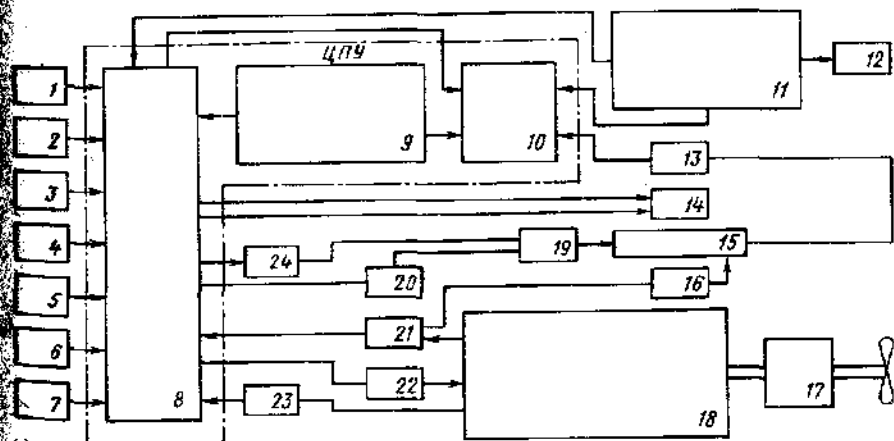


рис. 145. Система управления фирмы «Аглантик»:

1 - датчик давления масла; 2 - датчик давления масла в системе редуктора; 3 - датчик давления масла в системе ВРШ; 4 - датчик давления воды; 5 - датчик температуры масла; 6 - датчик температуры воды; 7 - датчик наличия паров масла в картере ГД; 8 - блоки с логическими элементами; 9 - пульт дистанционного управления ЦПУ машинного отделения; 10 - шкаф аппаратуры ДАУ ВРШ; 11 - пульт автоматического управления из рулевой рубки; 12 - реверсограф; 13 - датчик нагрузки ГД; 14 - механизм блокировки; 15 - топливная рейка; 16 - гидравлический исполнительный механизм; 17 - механизм изменения шага ВРШ; 18 - всережимный регулятор скорости ГД; 19 - исполнительный механизм; 20 - предельный регулятор; 21 - главный топливный клапан; 22 - тахогенератор; 23 - электрическое стоп-устройство

механизма; всережимного регулятора скорости ГД; электрического стоп-устройства; механизма блокировки; гидравлического исполнительного механизма; датчика нагрузки ГД; топливной рейки; шкафа аппаратуры Дду ВРШ; МИШ ВРШ; главного пускового клапана; реверсографа.

Системы ДАУ и ДУ выполнены с использованием дискретных электрических и пневматических элементов. Цепи защиты и блокировки питаются постоянным током напряжением 24 В, цепи ДАУ и таблока - переменным током напряжением 220 В.

Рабочей средой для пневмоэлементов служат:

воздух высокого давления 1,176-2,94 мПа (для пневмоусилителей, подающих питание к исполнительным органам);

осушенный воздух низкого давления 686-774 кПа (для логических элементов);

воздух низкого давления 539 кПа (резервное давление).

В пневматической части системы ДАУ используются логические элементы фирмы «Вестингауз».

В качестве системы управления ВРШ используется электрогидравлическая система фирмы «А. С. В.», которая предусматривает следующие способы управления; дистанционное автоматическое, дистанционное резервное, местное аварийное.

Системы ДАУ ГД и ДАУ ВРШ в известной степени обособлены, однако они не могут рассматриваться отдельно, так как оказывают управляющее воздействие одна на другую и совместно определяют режим работы ГД. На рис. 146 и 147 показаны схемы управления ДАУ ВРШ, рассмотрение которых дает представление о ее функциональных особенностях.

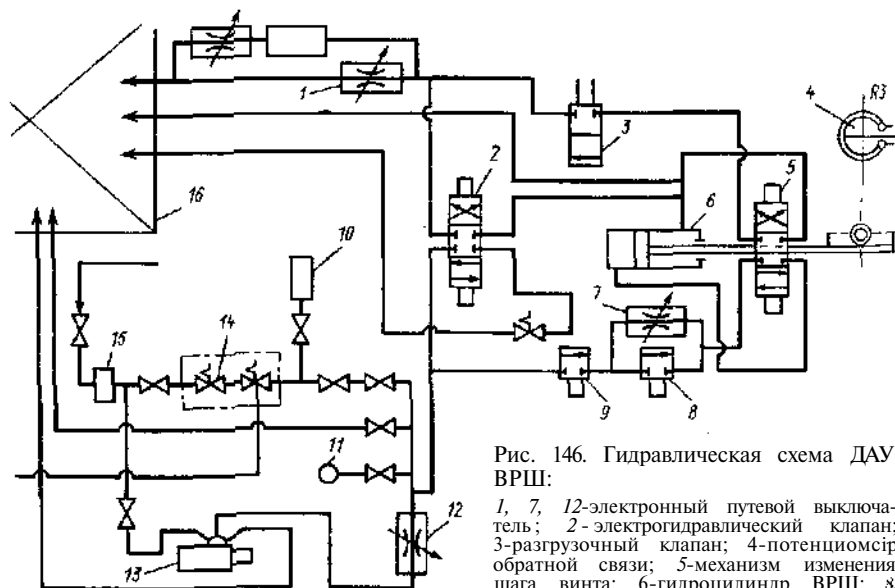


Рис. 146. Гидравлическая схема ДАУ ВРШ:

1, 7, 12-электронный путевой выключатель; 2-электрогидравлический клапан; 3-разгрузочный клапан; 4-потенциометр обратной связи; 5-механизм изменения шага винта; 6-гидроцилиндр ВРШ; 8, 9-байпасные клапаны; 10-реле давления; П-манометр; 13-реле-переключатель; 14-электромагнитные клапаны; 15-фильтр; 16-маляный бак

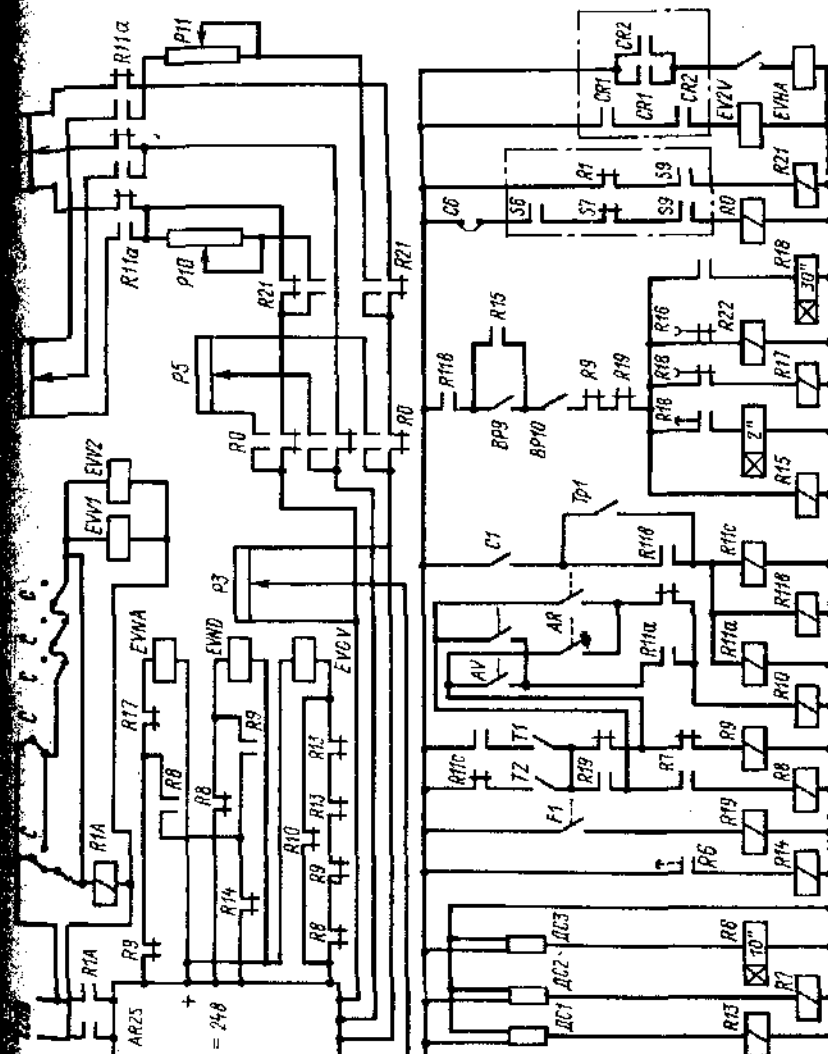


Рис. 147. Электрическая схема ДАУ ВРШ

Для управления из ЦПУ переключатель необходимо установить в позицию «управление из ЦПУ». При этом получают питание реле *RIA* (см. рис. 147) и электрогидравлические вентили *EW1* и *EW2*. Реле *RIA* подает питание на дифференциальный фазочувствительный усилительный блок *AR2S*, являющийся одновременно блоком питания следящей системы управления ВРШ. Подача питания на вентили *EW1* и *EW2* приводит к подключению гидравлической сети нормального управления ВРШ.

При перемещении рукоятки потенциометрического задающего устройства *P2* возникает рассогласование с потенциометром *P3* датчика обратной связи. Напряжение рассогласования поступает в усилительный блок, что приводит к включению электрогидравлического вентиля *EVNA* или *EVND* и вызывает перемещение поршня управляющего гидроцилиндра *6* ВРШ (см. рис. 146).

При больших значениях рассогласования потенциометров *P2* (см. рис. 147) и *P3* включается электрогидравлический вентиль *EVGV*, обеспечивающий перекачку лопастей ВРШ с большой скоростью. При малых углах рассогласования перекачка лопастей осуществляется с малой скоростью только посредством включения электрогидравлических вентилях *EVNA* или *EVND*. Таким образом обеспечивается быстрая и точная перекачка лопастей ВРШ.

При работе двух гидронасосов масла ВРШ достигается еще более высокая скорость перекачки лопастей. В этом случае включается электрогидравлический вентиль *EV2V*, обеспечивающий увеличение площади проходного сечения трубопровода управляющего масла. В случае непредвиденного снижения давления управляющего масла, контролируемого реле давления *70* (см. рис. 146), срабатывает электрогидравлический вентиль *EVNA* (см. рис. 147), обеспечивая питание управляющего гидроблока со резервной системе.

При увеличении разворота лопастей ВРШ вперед или назад ГД нагружается; при достижении нагрузки, близкой к номинальной, кулачок топливной рейки воздействует на электронный путевой выключатель *ДС1*. При этом срабатывает реле *13* (см. рис. 146), которое отключает электрогидравлический вентиль большой скорости *EVGA*. Когда нагрузка ГД достигает номинального значения, срабатывает электронный путевой выключатель *ДС2*, включающий реле *R7* (см. рис. 147). В зависимости от направления разворота лопастей (вперед или назад) включается реле *R9* или *RH*, что приводит к отключению электрогидравлического вентиля *EVNA* или *EVND*. Таким образом прекращается перекачка лопастей, даже если положение задающего устройства *P2* требует дальнейшего увеличения их разворота.

Если от воздействия внешних факторов произошло дальнейшее возрастание нагрузки и она превысит номинальную, сработает электронный путевой выключатель *ДС3*. При этом с выдержкой времени сработает реле *R6* и включит реле *R14*, которое включит электрогидравлический вентиль *EVND* или *EVNA*, вызывая тем самым уменьшение угла разворота лопастей. Этот процесс будет продолжаться до тех пор, пока юптивная рейка не возвратится в положение, соответствующее номинальной мощности ГД. Если произошло снижение нагрузки, вызванное влиянием внешних факторов, то прекратится воздействие па путевой выключатель *ДС2* со стороны*

тливной рейки. Если задающее устройство *P2* того требует, произойдет увеличение угла разворота лопастей ВРШ до достижения номинальной мощности ГД. Для передачи управления ВРШ в рулевую рубку переключатель устанавливают в положение «управление из рулевой рубки».

В качестве главных машин на судах типа теплохода «Белоруссия» установлены два двигателя марки «Вяртсиля» СЕМТ «Пилстик» типа СС-2V, работающих на два четырехлопастных винта регулируемого шага.

Как ВРШ, так и ГД имеют системы дистанционного управления, связанным звеном между которыми является электронный регулятор нагрузки ГД типа LR2 фирмы KMW (Швеция), устанавливаемый по одному на каждый двигатель. Регулятор нагрузки защищает двигатель от перегрузки и быстрых увеличений или уменьшений шага ВРШ, движения по льду, уходе из строя топливной аппаратуры и т. п.

Автоматический регулятор нагрузки (АРН) обеспечивает работу двигателей по программе, согласно которой положение топливной рейки является функцией фактической угловой скорости гребного вала. Поскольку положение рейки топливных насосов дизеля прямо пропорционально моменту на гребном валу, а мощность произведению момента на угловую скорость гребного винта, можно считать, что для данного сорта топлива, удовлетворительного состояния топливной аппаратуры и двигателя АРН обеспечивает программу, при которой мощность на гребном валу задается функцией угловой скорости. Входными величинами для АРН являются: сигнал от датчика угловой скорости и сигнал от датчика положения рейки топливных насосов ГД. Выходной сигнал АРН воздействует на соленоиды гидравлического клапана, управляющего корректирующим электродвигателем обратной связи системы дистанционного управления винтом регулируемого шага.

Принцип действия АРН заключается в следующем: сигнал датчика угловой скорости ГД преобразуется в соответствии с запрограммированной кривой нагрузки и сравнивается с сигналом датчика положения рейки топливных насосов ГД. Таким образом, сигналы упомянутых датчиков являются координатами определенной точки на запрограммированной кривой нагрузки. Регулятор нагрузки автоматически приводит сигнал датчика положения рейки топливных насосов в соответствие с сигналом датчика угловой скорости посредством изменения шага ВРШ. При равенстве выходных сигналов выходного сигнала АРН нет.

3. СИСТЕМА ДАУ «ГРОМ» ГЛАВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Система ДАУ «Гром» устанавливается на отечественных судах морского флота для автоматизации процессов управления главными двигателями машинностроительного завода. Логическая часть системы выполнена на электрических элементах, в качестве исполнительных механизмов используются пневматические сервомоторы.

Система ДАУ обеспечивает выполнение следующих основных функций. 1- Автоматизированное управление главным двигателем из рулевой рубки и посредством рукоятки машинного телеграфа через всережимный ре-

гулятор «Вудвард» PG-12. С ЦПУ обеспечивается управление главных, двигателям с помощью системы ДУ.

2. Пуск двигателя с прекращением подачи пускового воздуха после достижения двигателем угловой скорости $1,2 \text{ с}^{-1}$. Предусмотрена возможность двух попыток пуска с повышенной подачей топлива, если первая попытка была неудачной. Попытка пуска длится 3-10 с; если в течение этого времени двигатель не запустится, подача пускового воздуха прекращается.

3. Изменение режимов работы двигателя по трем временным программам;

нормальной, в соответствии с которой двигатель переходит от минимально устойчивой угловой скорости до номинальной за 15 ± 4 или 20 ± 5 мин;

замедленной, по которой осуществляется увеличение угловой скорости от минимально устойчивой до значения $0,8 \text{ а}^{\wedge}$ в соответствии с нормальной программой, а переход от значения $0,8 \text{ и}$, до номинальной угловой скорости происходит за 60 ± 15 или за 120 ± 30 мин;

экстренной, позволяющей изменить угловую скорость вала двигателя от минимально устойчивой до значения Шн за $1,0 \pm 0,25$ или $3,0 \pm 0,75$ мин.

Перевод двигателя с нормальной программы на замедленную и наоборот может производиться отдельно для стадий разогрева и охлаждения двигателя.

Уменьшение угловой скорости от значения ω до минимально устойчивой при включенной нормальной или экстренной программе осуществляется не более чем за 10 с.

4. Реверс с торможением двигателя пусковым воздухом (контрпуск): при включенной нормальной программе по достижении двигателем угловой скорости $2,1 \text{ с}^{-1}$, позволяющей нормальный реверс;

при включенной экстренной программе по достижении двигателем угловой скорости экстренного реверса $3,6 \text{ с}^{-1}$.

Точные значения угловой скорости нормального и экстренного реверсирования определяют для каждого двигателя при ходовых испытаниях судна.

5. Остановка двигателя прекращением подачи топлива при:

установке рукоятки управления в положение «стоп»;

наличии сигнала управления сервомотором;

несоответствии направления вращения в процессе реверса заданному;

наличии временного сигнала после несостоявшегося пуска;

наличии сигнала на остановку двигателя от системы защиты двигателя. Время отработки команды «стоп» составляет не более 4 с.

6. Снижение угловой скорости двигателя до минимально устойчивой по сигналу от системы защиты.

7. Сохранение заданного режима двигателя в течение 5 мин при исчезновении электро- и пневмопитания.

8.-Выполнение блокировок:

перекладки воздухораспределителя при включенной подаче топлива; подачи пускового воздуха при включенной подаче топлива;

подачи пускового воздуха при давлении в пусковых баллонах ниже значения, при котором обеспечивается надежный пуск холодного двигателя;

подачи топлива до завершения раскручивания двигателя на воздухе; •ПОДП топлива до завершения перекладки распределительного вала; пуск двигателя в направлении, противоположном заданному.

9. Быстрое прохождение двух зон критической угловой скорости, а также запрет работы двигателя в них.

10. Отмена любой команды до ее завершения и реализация последней в любой команде. Например, нормальная программа изменения режима включает, если включается замедленная или экстренная, причем последняя имеет приоритет.

11. Контроль исправности логической части системы как в процессе ее работы с двигателем, так и при остановленном двигателе.

12. Самоконтроль исправности с помощью сигнальных табло, отражающих состояние и фактическое исполнение команд основными устройствами системы.

13. Автоматическая регистрация маневров.

14. Исполнительная (световая), аварийная и аварийно-предупредительная; (звуковая) сигнализация.

15. Совместная работа с системой дистанционного управления с ЦПУ. Переход с ДАУ на ДУ и обратно может быть осуществлен на любом режиме двигателя не более чем за 10 с.

В состав системы (рис. 148) входят: пульт управления в рулевой рубке, блок логики, секция пульта ЦПУ, исполнительный механизм, блок контроля угловой скорости ГТН, электрический и пневматический блоки питания, преобразователи и соединительные ящики.

Пульт управления рулевой рубки предназначен для выдачи команд на включение главным двигателем и сигнализации о фактическом выполнении команд основными элементами системы.

Блок логики включает в себя логическую часть системы, осуществляющую прием сигналов, поступающих с пульта управления рулевой рубки, от датчиков, расположенных на двигателе, и других внешних сигналов, а также логическую обработку поступившей информации с целью выдачи командных сигналов на исполнительные органы двигателя, сигнализации о прохождении и выполнении команд, контроля исправности системы ДАУ.

Исполнительный механизм осуществляет программное преобразование командного электрического сигнала в управляющий пневматический сигнал.

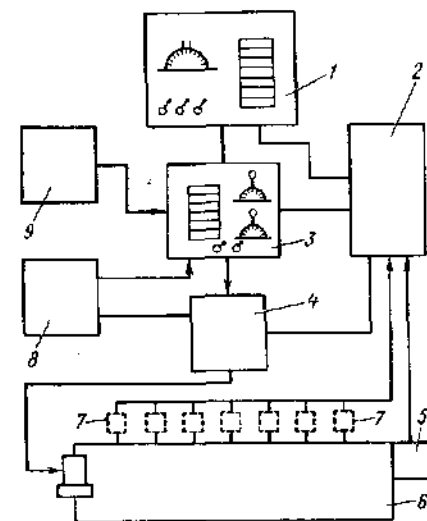


Рис. 148. Система ДАУ «Гром»:

1 - пульт управления рулевой рубки; 2 - блок логики; 3 - секция пульта ЦПУ; 4 - исполнительный механизм; 5 - блок контроля угловой скорости ГТН; 6 - главный двигатель; 7 - датчики; 8 - блок пневмопитания; 9 - электрический блок питания

нал задания на регулятор скорости при изменении режима двигателя, а также установку пусковой подачи топлива и снятие сигнала по наддуву при повторных пусках и включении экстренной программы.

Секция ДАУ пульта ЦПУ предназначена для сигнализации в период работы двигателя, прохождения и фактического исполнения команд основными устройствами системы.

Блок контроля угловой скорости ГТН осуществляет косвенный контроль давления продувочного воздуха путем измерения угловой скорости ГТН и выдачи в логическую часть системы сигнала о ее уменьшении ниже установленного значения.

Электрический блок питания обеспечивает питание системы (115 В, 400 Гц; 127 В, 50 Гц и 27 В) от основного и резервного источников питания. Пневматический блок питания обеспечивает систему ДАУ сжатым воздухом давлением 140 ± 14 кПа.

§ 54. СИСТЕМЫ ДАУ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОВ

ГОСТ 14228-80 устанавливает четыре степени автоматизации дизель-генераторов в зависимости от объема автоматизации и продолжительности безвахтенного обслуживания судовой электростанции.

1. Обеспечение автоматического регулирования угловой скорости вала, температуры воды и масла, аварийной сигнализации и защиты дизель-генераторов. Безвахтенное обслуживание длится не менее 4 ч.

2. Кроме автоматического регулирования параметров, сигнализации и защиты, предусмотрено дистанционное автоматизированное управление дизель-генераторами при безвахтенном обслуживании длительностью не менее 24 ч.

3. Наряду с автоматизацией, соответствующей второй ступени, обеспечивается автоматическое пополнение пусковых воздушных баллонов, расходных цистерн топлива, масла, воды. Предусмотрено безвахтенное обслуживание в течение 150 ч.

4. Объем автоматизации позволяет использовать дизель-генераторы в составе комплексно-автоматизированных энергетических установок с централизованным управлением.

На судах с безвахтенным обслуживанием машинных отделений в составе автоматизированных электроэнергетических установок (ЭЭУ) используются дизель-генераторы третьей и четвертой степени автоматизации.

Автоматизированные системы управления электроэнергетической установки (АСУ ЭЭУ) обеспечивают выполнение следующих функций:

автоматический пуск находящегося в горячем резерве дизель-генератора, если судно обесточилось или если нагрузка на работающих генераторных агрегатах превысила установленное значение (обычно 80% номинального);

автоматическую синхронизацию по угловой скорости введенного в действие дизель-генератора с работающими дизель-генераторами и включение его на шины главного распределительного щита (ГРЩ);

автоматическое распределение нагрузки между работающими генераторами;

автоматическую остановку очередного дизель-генератора при уменьшении суммарной нагрузки параллельно работающих генераторов до значения ниже установленного (обычно 30-35% номинального).

Функция поддержания в горячем резерве, пуска, остановки, изменения режима, сигнализации и защиты выполняются системами ДАУ дизель-генераторов³, которые являются частью общей АСУ ЭЭУ.

Система ДАУ СДГ-Т, установленная на судах типа «Герои-панфиловцы» для автоматизации дизель-генераторов, состоит из выносного основного пульта управления, блока управления и блока питания (рис. 149).

Блок управления вырабатывает управляющие воздействия на исполнительные механизмы в зависимости от командных сигналов, поступающих с пульта, и информации, получаемой от датчиков контролируемых величин. Логическая часть блока выполнена на контактных релейных и бесконтактных транзисторных элементах. Она реализует алгоритмы подготовки к пуску, остановки, защиты дизель-генераторов.

В основном пульте управления сосредоточены органы управления сигнальной и табло световой сигнализации. Выносной пульт предназначен для регулирования основного, но содержит меньшее число световых табло органов управления. В серийных системах ДАУ СДГ-Т основной пульт, блок питания и блок управления располагаются в непосредственной близости от дизеля, а выносные пульта управления всех дизель-генераторов сосредоточены в щите автоматизированного управления ЭЭУ.

Рассмотрим реализацию основных технологических операций управления в системе ДАУ ДГ.

Поддержание дизеля в горячем резерве необходимо для обеспечения его постоянной готовности к пуску. Подогрев резервного дизеля производится водой от системы охлаждения работающего дизеля. Клапан подогрева резервного агрегата включается и отключается по сигналам температурного датчика блоком управления ДАУ ДГ. При достижении допустимого для приема дизелем нагрузки значения температуры выдается сигнал «дизель прогрет». Система горячего резерва включается при подаче сигнала на систему ДАУ.

Пуск дизель-генератора включает выполнение следующих операций.

1. При воздействии на кнопку «пуск» (дистанционный пуск) или поступлении командного сигнала от устройства включения резерва АСУ ЭЭУ (автоматический пуск) управление серводвигателем регулятора угловой скорости вала дизеля переключается на ДАУ ДГ.

2. Если топливная рейка не установлена в положение пусковой подачи, то ее выводят в это положение.

3. Включается насос предпусковой прокачки масла. Контроль до-

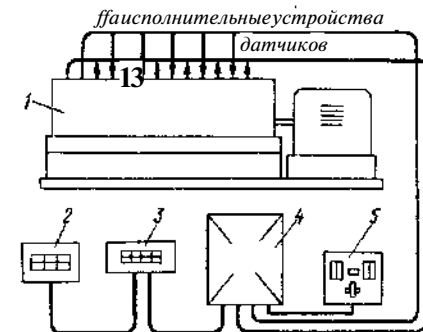


Рис. 149. Система ДАУ СДГ-Т:

1 - дизель-генератор; 2 - выносной пульт управления; 3 - основной пульт управления; 4 - блок управления; 5 - блок питания

стижения заданного давления масла в смазочной системе дизеля осуществляется датчиком давления прокачки. Следующая попытка производится после ручной разблокировки и повторной подачи команды «пуск».

4. При достижении минимального давления 59 кПа срабатывает датчик давления прокачки масла, открывая пусковой клапан. В систему подается пусковой воздух, и дальнейший контроль разгона двигателя осуществляется с помощью датчика скорости.

5. Если дизель запустился, открываются клапаны охлаждения пресной и забортной водой.

6. Если температура воды и масла ниже минимально допустимой, лизель прогревается на промежуточной угловой скорости.

7. После достижения водой и маслом минимально допустимой температуры, серводвигатель регулятора выводит двигатель на подсинхронную (близкую к номинальной) угловую скорость.

8. При достижении подсинхронной угловой, скорости выдается сигнал «двигатель готов к приему нагрузки» и управление серводвигателем от системы ДАУ ДГ передается в АСУ ЭЭУ (на синхронизатор, а после включения генератора на шины-на устройство распределения активной мощности).

Остановка дизель-генератора осуществляется следующим образом.

1. При воздействии на кнопку «стоп» или получении сигнала на остановку от АСУ ЭЭУ генератор отключается от шин.

2. Включается рабочее стоп-устройство, и начинается отсчет времени на эту операцию.

3. Если за отведенное время нормальная остановка не произошла, включается аварийное стоп-устройство.

4. После полной остановки серводвигатель выводит рейку подами топлива на пусковую отметку, подготавливая дизель к последующим пускам.

Рассмотрим, каким образом реализуются алгоритмы управления дизелем на примере упрощенной схемы блока пуска системы ДАУ СДГ-Т [15]. Блок пуска построен на бесконтактных транзисторных логических элементах. Высокий уровень напряжения на выходе или входе такого элемента называют логической единицей, низкий (близкий к нулю)-логическим нулем.

В схеме блока пуска, представленной на рис. 150, использованы: элементы логического сложения «ИЛИ», у которых сигнал на выходе принимает единичное значение при логической единице на одном или нескольких входах; элементы отрицания логического сложения «ИЛИ-НЕ», у которых сигнал на выходе равен единице только при нулевых сигналах на всех входах; элементы логического отрицания, у которых логический уровень выходного сигнала противоположен уровню входного сигнала, и повторители-усилители мощности УМ, у которых выходной сигнал повторяет по уровню входной сигнал.

Для определения зависимости состояния исполнительных органов от состояния контактов датчиков, контролирующих дизель и обслуживающие его системы, можно проследить по схеме, какими должны быть сигналы («1» или «0») на входах и выходах логических элементов, образующих цепь управления данного исполнительного органа (выходного реле).

Однако более рациональна запись алгоритмов управления этих органов с помощью функций и законов алгебры логики, из которых ниже используется закон отрицания. Согласно этому закону отрицание суммы логических переменных равносильно произведению из инверсий (отрицаний) этих переменных (отрицание обозначается чертой над переменной или выражением).

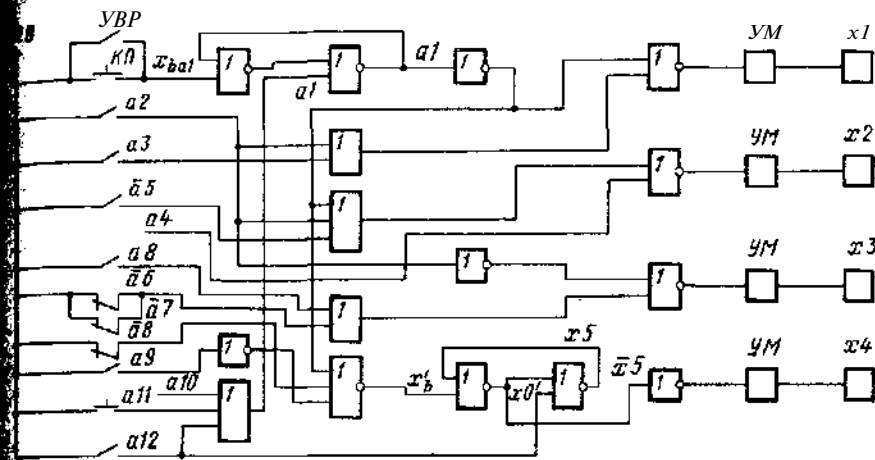


Рис. 150. Электрическая схема пуска ДАУ СДГ-Т

При составлении алгоритмов надо иметь в виду следующее: если сигнал, поступающий через замыкающий контакт датчика, до срабатывания датчика равен логической единице (высокий уровень), а после срабатывания - нулю, то такой сигнал обозначается инверсией (\bar{a}_i , \bar{a}_i , \bar{a}_i , \bar{a}_i).

Элементы, охваченные обратной связью, представляют собой схемы запоминания (я поступления сигнала, как как. перейдя в определенное состояние при этом сигнале, они сохраняют это состояние и после снятия данного сигнала).

Для таких элементов следует определить алгоритмы включающего и отключающего их сигналов.

На схеме обозначены катушки исполнительных реле: включение насоса предпусковой прокачки масла x_1 , включения клапана пускового воздуха x_2 , включения серводвигателя регулятора дизеля на увеличение угловой скорости x_3 , включения трансстанции (передача управления дизелем на синхронизатор) x_4 .

Контакты датчиков, установленных на дизеле, обозначены следующим образом: контакты датчика угловой скорости a_2 и a_9 (соответственно нижнее и верхнее значения), контакты датчика положения топливной рейки a_3 и a_5 (соответственно нижнее и верхнее значения), контакт датчика давления предпусковой прокачки a_5 , контакты датчиков температуры воды a_6 и масла a_7 .

При замкнутом состоянии контакта через него от шины напряжением 12 В на контакты логических элементов поступает высокий уровень напряжения, т. е. логическая единица.

Определим по схеме блока алгоритма срабатывания выходных реле и тем самым последовательность технологических операций при пуске дизеля.

Память пуска, предназначенная для запоминания ручной (кнопка «пуск» КП) или автоматической команды на пуск от устройства включения резерва УВР в АСУ ЭЭУ, включается сигналом $x_{bat} = УВР + КП$. После включения-выходной сигнал памяти $y_1 = 1$.

Для составления алгоритма управления *; последовательно, начиная от x_1 , проследим выполняемые логическими элементами операции. В результате получим:

$$x_1 = \bar{a}_1 + a_2 + a_3 = a_1 \bar{a}_2 \bar{a}_3.$$

Таким образом, включение насоса прокачки масла ($x_1 = 1$) происходит после включения памяти пуска $a_1 = 1$, если угловая скорость вала дизеля ниже первой скорости (при пуске вал дизеля неподвижен: $a_2 = 0$) и топливная рейка находится в положении пусковой топливоподдачи ($a_3 = 0$ -контакт путевого выключателя замкнут).

Запишем по схеме алгоритм формирования сигнала, включающего клапан пускового воздуха,

$$x_2 = a_1 + \bar{a}_5 + a_2 + a_1 = \bar{a}_1 a_5 a_2 a_1$$

Итак, получено, что клапан пускового воздуха открывается ($x_2 = 1$) после включения памяти пуска ($a_1 = 1$) и достижения нормального значения давления маслопрокачки ($a_5 = 1$). Он открыт до тех пор, пока дизель не вышел на угловую скорость первой ступени ($a_2 = 0$) либо пока с блока контроля времени не поступил сигнал об истечении отведенной на эту операцию выдержки времени ($a_1 = 0$).

Определим алгоритм срабатывания:

$$x_3 = \bar{a}_1 + \bar{a}_2 + a_3 + a_2 = a_1 a_2 \bar{a}_1$$

Включение серводвигателя на увеличение угловой скорости ($x_3 = 1$) происходит при достижении угловой скорости первой ступени ($a_2 = 1$) и прогрева двигателя, т. е. срабатывания температурных датчиков ($a_1 = 1$, $\bar{a}_2 = 1$). Серводвигатель работает в этом режиме, пока рейка подачи топлива не займет верхнее положение ($\bar{a}_3 = 0$).

Реле включения электростанции x_4 управляется от памяти включения электростанции x_5 , т. е. $x_4 = x_5$.

Определим алгоритм включающего данную-память сигнала:

$$x_5 = \bar{a}_1 + \bar{a}_8 + \bar{a}_9 = a_1 a_8 a_9$$

Управление дизелем передается на синхронизатор АСУ ЭЭУ, когда включена память пуска ($a_1 = 1$). При этом дизель вышел на угловую скорость второй ступени ($a_8 = 1$) и рейка подачи топлива заняла верхнее положение ($\bar{a}_9 = 1$).

Заканчивается пуск отключением памяти пуска и включением электростанции. Отключающие сигналы имеют алгоритмы: для памяти пуска $x_0 = a_{10} + a_{13} + a_{12}$; для памяти включения электростанции $x'_0 = a_{12}$.

Нормальное отключение этих элементов производится после того, как генератор включился на шины электростанции и замкнулся вспомогательный контакт генераторного автомата ($a_{12} = 1$). Аварийное прерывание пуска производится при включении кнопки «стоп» ($a_{13} = 1$) или при срабатывании защиты ($a_{10} = 1$).

Глава XI. СИСТЕМЫ ДИСТАНЦИОННОГО АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ СУДОВЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

§ 55. СИСТЕМА ДИСТАНЦИОННОГО УПРАВЛЕНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СПК «БУРЕВЕСТНИК»

Система дистанционного управления СПК «Буревестник» обеспечивает изменение режимов работы ГТД и водометных движителей левого и правого бортов. На рис. 151 дана схема ДУ левого борта. Она выполнена на гидравлических управляющих и исполнительных элементах, питается от судовой системы рулевого управления.

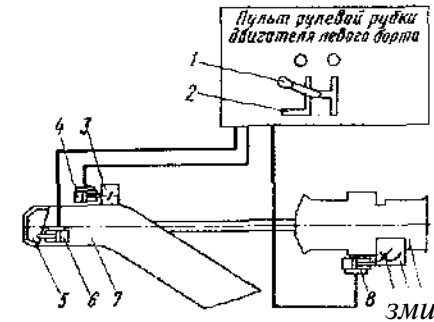
Водометный движитель может изменять производительность в результате перемещения дросселирующего сопла на выходе и открытия воздушного клапана на входе воды. Поэтому система ДУ обеспечивает управляющее воздействие на сопло и воздушный клапан движителя, а также сектор газа ГТД с помощью исполнительных механизмов 4, 6 и 8.

Управление комплексом «ГТД--водомер» производится из рулевой рубки СПК с помощью рукоятки, перемещаемой в пазу. Профиль пазу

151. Система дистанционного управления ГТД и водометного движителя СПК «Буревестник»:

1-рукоятка управления; 2-профильный паз; 3-воздушный клапан; 4, 6, 5-исполнительные механизмы; 5-дросселирующее сопло; 7-водометный движитель; 0-сектор газа; (0)-насос-регулятор скорости;

Г-ГТД



условлен необходимостью установки золотника управления, связанного рукояткой, в соответствующие положения.

Работа системы управления разделяется на два этапа. Первый этап заключается в загрузке водомера путем закрытия воздушного клапана, в результате чего происходит поджатие реактивного сопла.

Первому этапу соответствует перемещение рукоятки управления снизу вверх в левом вертикальном пазу «загрузка клапаном». При этом сектор газа с помощью сервомотора 8 перемещается в положение номинального углового режима ГТД. После загрузки движителя воздушным клапаном рукоятка управления под действием пружины занимает среднее положение.

Перемещая рукоятку управления в среднем горизонтальном пазу, получают возможность перейти ко второму этапу, т. е. изменять ее положение в правом вертикальном пазу «загрузка соплом». В результате загрузки соплом увеличивается мощность сопротивления и уменьшается угловая скорость вала ГТД. Насос-регулятор восстанавливает номинальную угловую скорость, увеличивая тошшвоподачу в ГТД, и обеспечивает переход двигателя на новый режим повышенной мощности.

Пуск ГТД производится с помощью стартер-генераторов, управляемых посредством электрической системы, которая обеспечивает регулирование вращения в процессе пуска в пределах 20-60 В, включение пусковой подачи топлива и его воспламенение, холодное прокручивание и прекращение пуска. Окончанию пуска соответствуют выход ГТД на режим «малого газа» и положение рукоятки управления в нижней левой горизонтальной части профильного пазу.

Реверс водометных движителей осуществляется с помощью створчатых рулей, изменяющих направление потока воды на выходе из водомеров на противоположное. Управление рулями производится посредством гидравлической системы.

56. СИСТЕМА ДИСТАНЦИОННОГО УПРАВЛЕНИЯ ГТУ-20 «АЗОТУРБОХОДА «ПАРИЖСКАЯ КОММУНА»

Система ДУ газотурбохода «Парижская коммуна» обеспечивает управление газотурбинными двигателями и ВРШ с ЦПУ машинного отделения из рулевой рубки. Ее упрощенная функциональная схема дана на рис. 152.

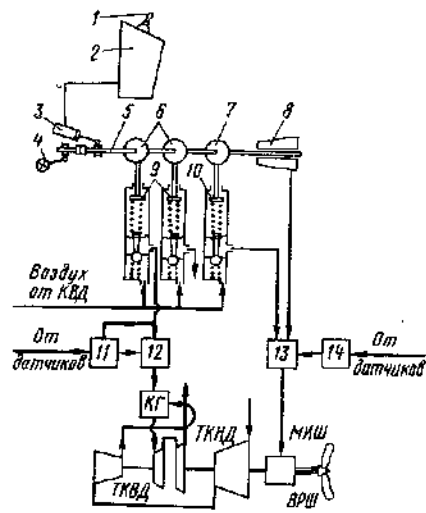


Рис. 152. Система дистанционного управления ГТД и ВРШ газотурбохода «Парижская коммуна»:

1-рукоятка управления; 2-пульт управления рулевой рубки; 3-электропривод; 4-5-соответственно маховик и вал управления ЦПУ; 6-кулачки задания скоростных режимов ГТД правого и левого бортов; 7-кулачок задания скоростного режима винта; 8-кулачок задания шага ВРШ; 9, 10-пневмозадающие устройства; П-регулятор скорости ТКВД; 12-регулятор расхода топлива; 13-ограничитель шага ИРШ; 14- регулятор скорости ТKNД-ВРШ

Управление из рулевой рубки осуществляется с пульта посредством рукоятки, воздействующей через следящий электропривод на вал управления пульта ЦПУ. Управление с ЦПУ осуществляется с помощью маховика. На валу управления установлены кулачки задания угловой скорости ГТД правого и левого бортов, ВРШ и коррекции шага ВРШ. Кулачки 6 и 7 воздействуют на пневмозадающие устройства, на вход которых поступает сжатый воздух от КВД. От пневмозадающего устройства 9 воздух поступает в мембранные полости регуляторов расхода топлива. Одновременно сжатый воздух подается к всережимным регуляторам скорости ТКВД. Пневмозадающее устройство 10 обеспечивает настройку регулятора скорости ТKNД-ВРШ; он связан с ограничителем шага ВРШ, который управляет механизмом изменения шага ВРШ. Таким образом, управление пропульсивной установкой осуществляется путем дистанционного изменения топливоподачи в ГТУ и шага ВРШ.

Профили кулачков определяют заданную программу «винт-газ» (соотношения шага и топливоподачи) на каждом режиме работы установки. Эта программа может корректироваться в результате осевого смещения кулачка (каноида) 8 при изменении условий плавания и в других случаях, соответствующих отклонению температуры газов от заданных пределов.

На пусковых режимах и при разгоне ГТД давление на входе в пневмозадающие устройства топлива, т.е. за КВД, оказывается ниже заданного значения и воздух от КВД напрямую идет в мембранную полость регулятора расхода топлива. Поэтому при пуске по мере разгона ГТД и повышения давления воздуха за КВД происходит увеличение подачи топлива в двигатели. В системах ДУ ГТД предусмотрены корректоры пуска, с помощью которых устанавливается пусковая топливоподача.

Реверс пропульсивной установки осуществляется с помощью ВРШ. Части которого разворачиваются на противоположный ход. Для предотвращения динамических перегрузок при реверсе перекладка лопастей про-

водит при ограничении угловой скорости ТKNД-ВРШ до значения, достигнутого путем перенастройки регулятора скорости.

Время пуска ГТУ до выхода на холостой ход из холодного состояния составляет 10 мин, а из горячего-примерно 5 мин. При реверсе с полного оборота на полный задний ход при скорости движения судна около 10 уз его выбег до полной остановки составляет пять длин корпуса, а время выбега равно 3,5 мин.

57. СИСТЕМЫ ДИСТАНЦИОННОГО УПРАВЛЕНИЯ ПУЛЬТАМИ ГАЗОТУРБОХОДОВ «ДЖОН СЕРДЖЕНТ» «ЕВРОЛАЙНЕР»

На газотурбоходе «Джон Серджент» была установлена двухвальная ГТУ, обеспечивающая привод ВРШ. Турбина винта имеет регулируемый угловой аппарат, с помощью которого производится перераспределение вращающего момента между ТВД и ТНД.

Дистанционное управление ГТУ осуществляется посредством пневмомеханической системы (рис. 153). Она реализует программу, состоящую из трех этапов.

1-й этап. В диапазоне, режимов от холостого хода до 20% номинальной мощности турбокомпрессор работает при постоянной 50%-ной угловой скорости, поворотные сопла полностью раскрыты. Мощность повышается посредством изменения шага ВРШ от нулевого до наибольшего.

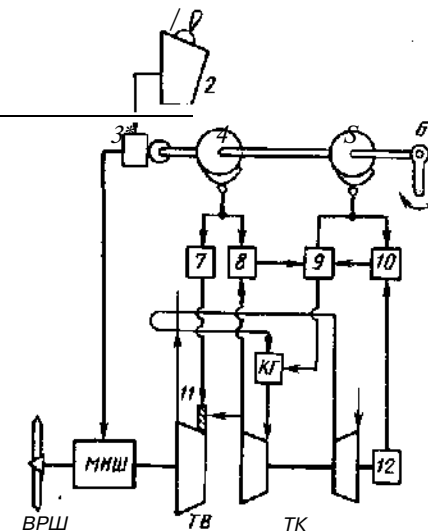
2-й этап. Изменение мощности до 50% номинального значения происходит в результате прикрытия поворотных регулируемых сопл ТНД, увеличения топливоподачи в камеру горения и повышения температуры газов перед ТВД до максимального значения.

3-й этап. При дальнейшем повышении мощности угловая скорость турбокомпрессора увеличивается до номинальной при поддержании максимального значения температуры газов.

Пуск установки осуществляется с пульта машинного отделения при нулевом шаге ВРШ и полностью открытыми соплами ТНД. Первыми приводят-

Рис. 153. Система дистанционного управления ГТД и ВРШ газотурбохода «Джон Серджент»:

1-рукоятка управления пульта рулевой рубки; 2-пульт управления рулевой рубки; 3-механизм управления; 4, 5-кулачки задания; 6-рукоятка управления ЦПУ; 7-сервомеханизм; 8-регулятор температуры газов; 9-тошшвный насос; 10, 12-регулятор скорости турбокомпрессора; 11-поворотные сопла ТНД



ся в действие вспомогательные механизмы, имеющие электропривод (масляные и топливные насосы, насосы систем охлаждения). Пуск турбокомпрессора до значения угловой скорости $\Omega_{\text{Д}}$ производится в результате подачи пара на пусковую турбину. После продувки газового тракта происходит автоматическое зажигание топлива от свечей, установленных в каждой камере горения. Дальнейшая подача топлива определяется пусковым регулятором, который вначале снижает подачу топлива до минимального значения, а затем повышает ее до уровня, соответствующего выходу турбокомпрессора на угловую скорость холостого хода. Пусковая турбина отключается автоматически с помощью обгонной муфты.

Управление ГТУ осуществляется при воздействии на рукоятку в рулевой рубке и на рукоятку в ЦПУ. Перемещение рукояток приводит к повороту вала управления. Вначале вступает в действие механизм изменения шага, и шаг ВРШ увеличивается до полного. В результате последующего

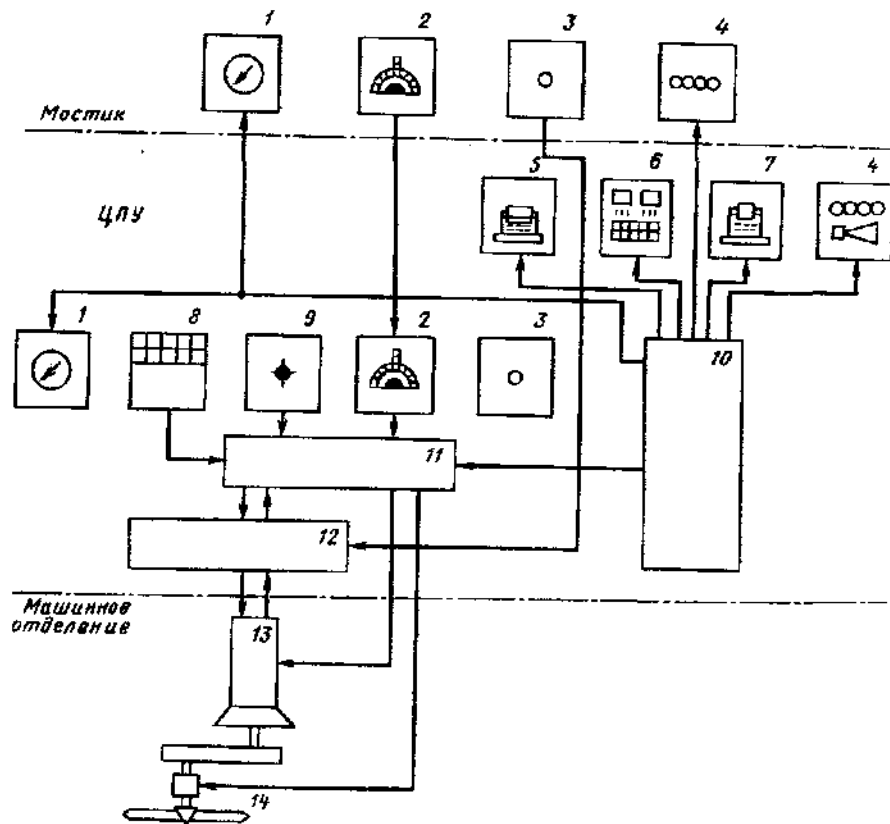


Рис. 154. Схема управления ГТУ «Евролайнер»:

1-контрольно-измерительные приборы; 2-машинный телеграф; 3-кнопка «стоп»; 4- шит е-нализации; 5-печать вахтенного журнала; й-дисплей; 7-печать опасных параметров; А «пуск»-«останов»; ^-переключатель постов управления; /0-машина автоматического контроля и регистрации параметров; //'-блок автоматического управления; 12-блок автоматического регулирования подачи топлива; /5-ГТД; 14-ВРШ

эворота вала управления кулачок 4 производит задающее воздействие на эвомеханизм поворота сопл ТНД и регулятор температуры газов. Про- ходит уменьшение площади проходного сечения сопл ТНД и мощности ЗД. Регулятор скорости 10, 12 реагирует на снижение угловой скорости докомпрессора увеличением топливоподачи в двигатель. Режим работы ГТУ повышается до 50%-ной мощности при поддержании максимальной температуры газов.

Затем вступает в действие кулачок 5, который перенастраивает регуля- тор скорости 10 на номинальный скорое-ной режим. В результате повыше- ния угловой скорости турбокомпрессора ГТУ выходит на режим коми- дной мощности.

На судах типа «Евролайнер» предусмотрено дистанционное управление турбинными двигателями типа FT4A-12 фирмы «Турбо пауэр энд ма- рин системз» [8]. Трехвальные ГТД, имеющие номинальную мощность 22,7 МВт, обеспечивают привод ВРШ.

На рис. 154 представлена схема управления одной из двух ГТУ «Евро- лайнера», которая предусматривает дистанционное автоматизированное управление ГТД и ВРШ с мостика и дистанционное управление пропуль- сивной установкой с ЦПУ с помощью машинного телеграфа. Высокий уровень автоматизации ГТУ обеспечивается благодаря действию систем скжроля и регистрации параметров 10, 4-7, управления 11 и регулирова- ния 12. Программа управления включает два этапа изменения режимов ра- боты ГТУ и ВРШ.

1-й этап. Повышение мощности до 8,8 МВт происходит в результате увеличения шага ВРШ до наибольшего при поддержании постоянной угло- вой скорости 0,55 ω_n .

2-й этап. Вывод ГТУ па режим полного хода посредством повышения угловой скорости до номинального значения при постоянном наибольшем шаге ВРШ.

158. СИСТЕМА ДАУ «РАСКАТ» СУДОВ ТИПА «КАПИТАН СМИРНОВ»

Система ДАУ «Раскат» обеспечивает автоматизированное управление газопаровой турбинной установкой из рулевой рубки и дистанционное Управление пропульсивной установкой с ЦПУ. При управлении из рулевой рубки она выполняет следующие функции.

1. Задание режимов работы посредством рукоятки машинного телеграфа от самого малого до полного хода, а также режим «стоп-вент».
2. Автоматизированная отработка программы реверса посредством турбины заднего хода.
3. Изменение режимов работы в соответствии с программами «порт» или «море».
4. Переход с тяжелого топлива на легкое при уменьшении мощности ГТД до значения $0,5/V_{\text{ст}}$ или температуры тяжелого топлива ниже устано- вленного значения, а также в случае переключения программы «море» на программу «порт».

5. Экстренная остановка ГТД.
6. Контроль положения исполнительного механизма (ИМ) сектора газа.
7. Дистанционная регулировка упоров ИМ из рулевой рубки на переднем ходу в диапазоне 86- 77 град по углу поворота ИМ и на заднем ходу в диапазоне 100-86 град.
8. Временная задержка исполнения команд управления для предотвращения снижения мощности ниже допустимого значения при реверсе.
9. Консервативность положения ИМ при прекращении электропитания и отказе основных узлов ДАУ.
10. Контроль и сигнализация правильности функционирования системы ДАУ.

11. Выдача сигналов регистрации поданных команд в систему «Бриз».
12. Выдача сигналов включения и отключения защит, кроме защиты по предельной температуре газов и разносу турбины винта.

На рис. 155 показаны временные программы изменения топливоподачи в ГТД [2]. Положения исполнительного механизма сектора газа $\alpha_{им}$ даны при управлении установкой из рулевой рубки. Линия 1 соответствует набору мощности установки по программе «порт» (1,4 град/с), линия 2-набору мощности по программе «море» (0,5 град/с), линии 3 и 4-сбросу мощности по этим же программам. Экстренное снижение мощности при реверсе и включении кнопки «стоп» происходит в соответствии с характеристиками 5 и 6 (6 град/с).

Система «Раскат» имеет три канала управления: плавного изменения подачи топлива в ГТД, трехпозиционного переключения реверсных органов («передний ход», «стоп-винт», «задний ход»), подключения и отключения паровой турбины.

Управление ГТУ предусматривается по двум программам: «порт» или «море». Программа «порт» предназначена для обеспечения максимальной маневренности судна при его движении в узкостях или в порту. При включении программы «море» обеспечивается максимальная экономичность работы установки на ходовых режимах судна.

В процессе управления из ЦПУ осуществляются: выдача команд в систему автоматизированного управления и защиты (САУЗ) на выполнение операций по пуску ГТД, изменение режимов работы двигателей с помощью тросиковой передачи в соответствии с поданными из рулевой рубки командами, дистанционное управление вспомогательными механизмами ГТД и теплоутилизационного контура (ТУК) и другие функции, предусмотренные системой ДАУ.

Управление реверсными органами производится специальной рукояткой. С пульта ЦПУ предусматривается возможность перевода ГТД на газотурбинное топливо. При этом температура подогрева топлива должна быть в пределах 25-45°C, мощность ГТУ-не менее $0,5N_{ен}$ при работе в режиме «море». Переход на дизельное топливо происходит автоматически при включении программы «порт» и уменьшении мощности ГТД ниже $0,57N_{ен}$. Пропульсивную установку подготавливают к действию с местных постов, а пуск ГТД-из ЦПУ. На передних ходах судна при мощности $0,4N_{ен}$ из ЦПУ можно подключить к редуктору ГТД утилизационную паровую турбину. Ее отключают дистанционно, а также автоматически при

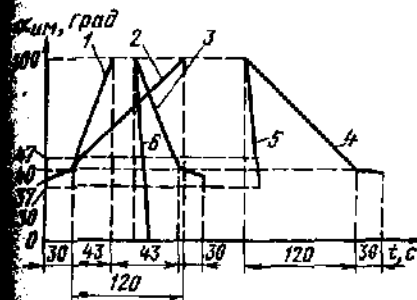


Рис. 155. Характеристики временной программы ДАУ:

- 1-набор мощности соответственно по программам «порт» и «море»; 3, 4-сброс мощности соответственно по программам «порт» и «море»; 5, 6-экстренный сброс мощности соответственно при реверсе и при включении кнопки «стоп»

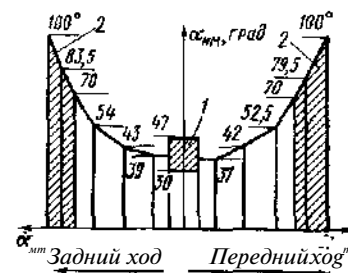


Рис. 156. Статическая характеристика ДАУ:

- 1- зона режима «стоп-винт»; 2- зоны ограничения рабочих режимов

переходе на маневренный режим «порт» или режим «стоп-винт», во время реверса или при уменьшении мощности до значения ниже $0,4N_{ен}$.

На рис. 156 представлена зависимость положений исполнительного механизма сектора газа $\alpha_{им}$ от положений рукоятки машинного телеграфа на переднем и заднем ходах. Заштрихованные зоны соответствуют ограничению режимов, обеспечивающих защиту ГТУ от перегрузки при повышении температуры атмосферного воздуха, а также на режиме «стоп-винт». При реверсе выдача командного сигнала на изменение подачи топлива происходит после установки рукоятки машинного телеграфа в нулевое положение. Мощность автоматически сбрасывается только до зоны, где разрешен реверс, и после переключения реверсивных устройств обеспечивается выход ГТД на заданный режим по соответствующей программе.

Система ДАУ построена на электроэлементах, за исключением муфты переключения каналов управления из рулевой рубки на ЦПУ, которая выполнена пневматической.

Принцип действия системы ДАУ состоит в следующем (рис. 157). Передача команд осуществляется с рукоятки машинного телеграфа, оператор поворачивает кинематический механизм, связанный с ней вращающийся трансформатор ВТ-Д, который является задающим звеном электрического следящего привода. В последнем входят: основной и резервный блоки программы и усиления (БПУ-1) и (БПУ-2); исполнительный механизм, выходной вал которого связан с редуктором газа ГТД.

Каждый блок БПУ включает в себя усилитель следящего привода У, усилитель контроля исправности усилителя СКУ, контроля датчиков СКД, усилитель отключения на резервный блок СПР и формирования программ СФП.

Исполнительный механизм ИМ состоит из двигателя Д, тахогенератора ТГ, редуктора Р, электромагнитной муфты ЭМ, вращающегося трансформатора-приемника ВТ-П, сельсина-датчика Сс-Д, блока микропереключателей БМП и потенциометра П.

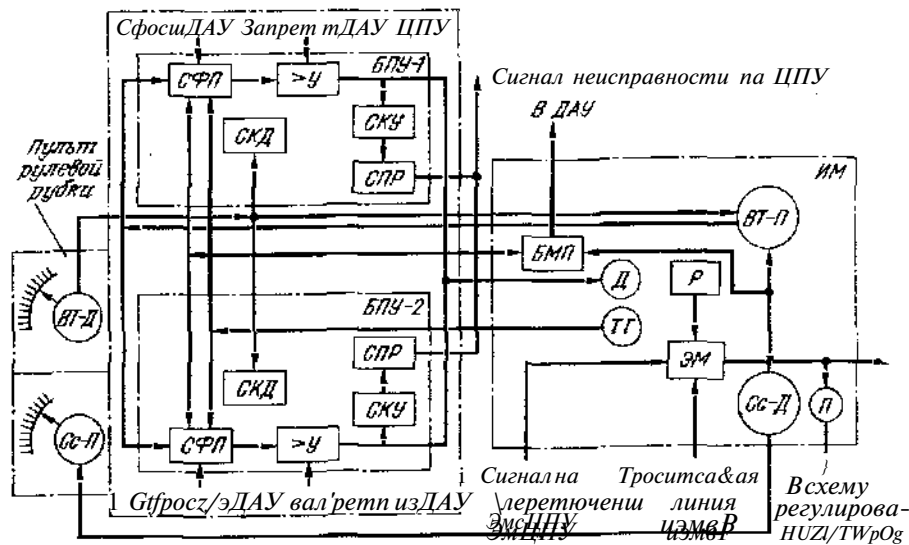


Рис. 157. Функциональная схема электропривода сектора газа ГТД

В результате воздействия на рукоятку МТ рулевой рубки возникает рассогласование положений вращающихся трансформаторов датчика и приемника (ВТ-Д и ВТ-П). Сигнал рассогласования поступает на вход усилителя Х и двигатель Д исполнительного механизма ИМ начинает вращаться, обрабатывая заданную команду. Если угол рассогласования между вращающимися трансформаторами ВТ-Д и ВТ-П больше 5 град, срабатывает блок формирования программ СФП и обработка команды производится в соответствии с требуемой временной программой до тех пор, пока вал исполнительного механизма ИМ не установится в заданное положение. Таким образом, следящий привод обеспечивает установку сектора газа ГТД в положение, соответствующее новым положениям вращающегося трансформатора ВТ-Д и МТ. Точность обработки команд управлений составляет $\pm 1,5$ град по углу поворота исполнительного механизма ИМ.

Автоматическая обработка программы реверса осуществляется с помощью микропереключателей, кинематически связанных с рукояткой МТ. При реверсе с режима, при котором мощность превышает значение $0,5N \cdot VT$ вал исполнительного механизма ИМ разворачивается в зону реверса в соответствии с временной программой и в САУЗ выдается сигнал на перестановку реверсивных органов.

Переключение программы «порт»-«море», экстренная остановка ГТД, включение и отключение защит выполняются при нажатии соответствующих кнопок. Дистанционная регулировка упоров исполнительного механизма ИМ в зонах переднего и заднего ходов осуществляется с помощью** потенциометров.

Глава XII. АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫМИ МЕХАНИЗМАМИ

159. АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ КОМПРЕССОРАМИ ПУСКОВОГО ВОЗДУХА

Автоматизированные компрессоры оборудуют устройствами для пуска, остановки, продувки влаги, снятия давления при пуске и остановке, охлаждения и смазывания, сигнализации и защиты. Пуск и остановка предусматриваются дистанционными из ЦПУ и с местных постов. Как правило, в судне устанавливают два главных компрессора для обеспечения пополнения баллонов сжатого воздуха для главного и вспомогательных двигате-

лей. Схема управления компрессорами представлена на рис. 158. Автоматический пуск компрессора осуществляется при падении давления воздуха

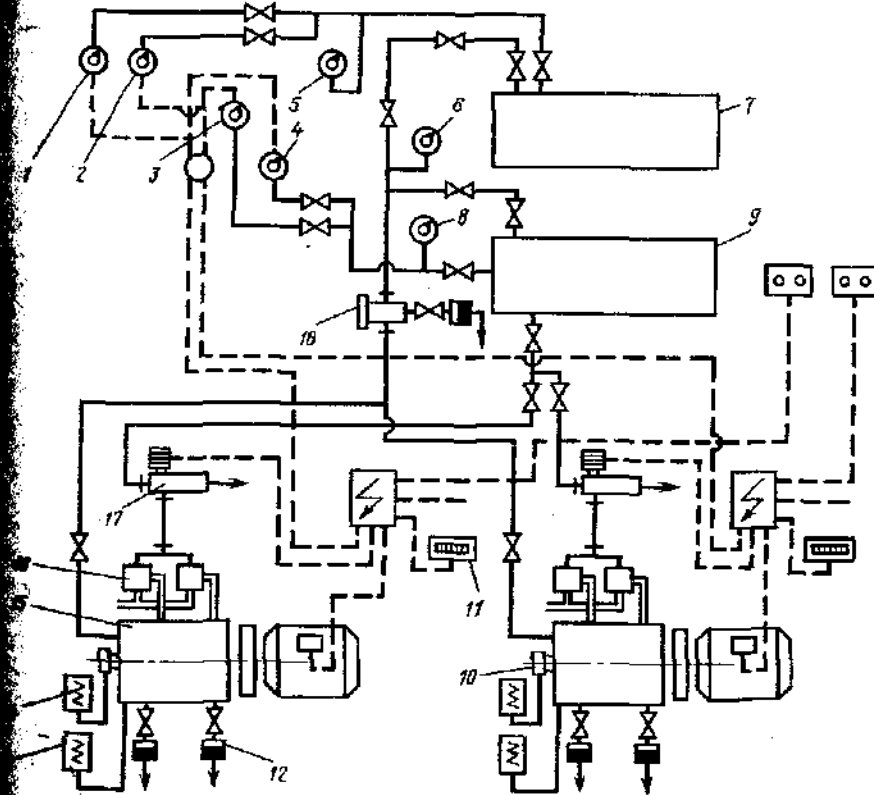


Рис. 158. Схема управления компрессорами:

1 - автомат Р; 2 - 9 - уксовые баллоны; 10 - навешенный насос; 11 - счетчик мощчасов; 12 - соматические клапаны; 15, 16 - реле; 17 - компрессор; 18 - разгрузочный клапан; 19 - электр- Т ный клапан

в пусковых баллонах до значения, установленного на контактном манометре 1. Компрессор останавливается при повышении давления в баллонах до значения, установленного на контактном манометре 4. Если при работе одного компрессора давление воздуха в баллонах продолжает падать, то по сигналу контактного манометра 2 осуществляется пуск второго компрессора. Останавливается этот компрессор по сигналу контактного манометра 3, уставка которого немного ниже, чем манометра 4.

Манометры 5 и 8 являются контрольными. При пуске компрессоров от манометра 1 или 2 закрывается электромагнитный клапан, прекращая подачу воздуха к разгрузочному клапану. При закрытии разгрузочного клапана (который был открыт для облегчения пуска) компрессор начинает нагнетать воздух в баллоны.

Охлаждение компрессора осуществляется забортной водой, которую подает навешенный насос. При остановке компрессора электромагнитный клапан обесточивается и открывает тем самым доступ сжатому воздуху и разгрузочным клапанам. Таким образом после остановки компрессор подготавливается к пуску. Контроль за охлаждением компрессора осуществляется при помощи реле 14, которое останавливает компрессор в случае падения давления охлаждающей воды. При падении давления масла компрессор останавливается при помощи реле 13.

При пуске компрессора реле 13 и 14 блокируются в течение 20-40 с. Если по истечении этого времени давление воды и масла не поднимается, то срабатывает защита и прерывается электрическая цепь на приводной двигатель компрессора. В этом случае при дальнейшем падении давления воздуха в баллонах будет приведен в действие второй компрессор от контактного манометра 2. Контактный манометр 6 срабатывает при давлении воздуха выше уставки манометра 4 и предохраняет компрессор высокого давления при отказе манометра 4. На современных автоматизированных судах на компрессоры устанавливают счетчики мото-часов. Автоматические клапаны служат для удаления влаги и паров масла из воздуха.

§ 60. АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ СЕПАРАТОРАМИ ТОПЛИВА И МАСЛА

На транспортных судах ММФ получили широкое распространение автоматизированные системы управления сепараторов топлива и масла, изготовленные фирмами «Лаваль», «Титан», «Вестфалия» и «Шарплес-Гравитрол». Наиболее высокий уровень автоматизации имеют сепараторы «Шарплес-Гравитрол», установленные на теплоходе «Котовский» (рис. 159).

Для сепарации топлива и масла на судне предназначены три сепаратора «Гравитрол» ДНМ-1500-С, из них один — для тяжелого топлива, другой — для дизельного. Перед каждым сепаратором установлены подогреватели.

Предусмотрена рециркуляция топлива перед пуском сепаратора и при нарушении температурного режима сепарации. В комплект каждого сепаратора входят емкость рециркуляционной воды, центробежный насос, пр^{1*}

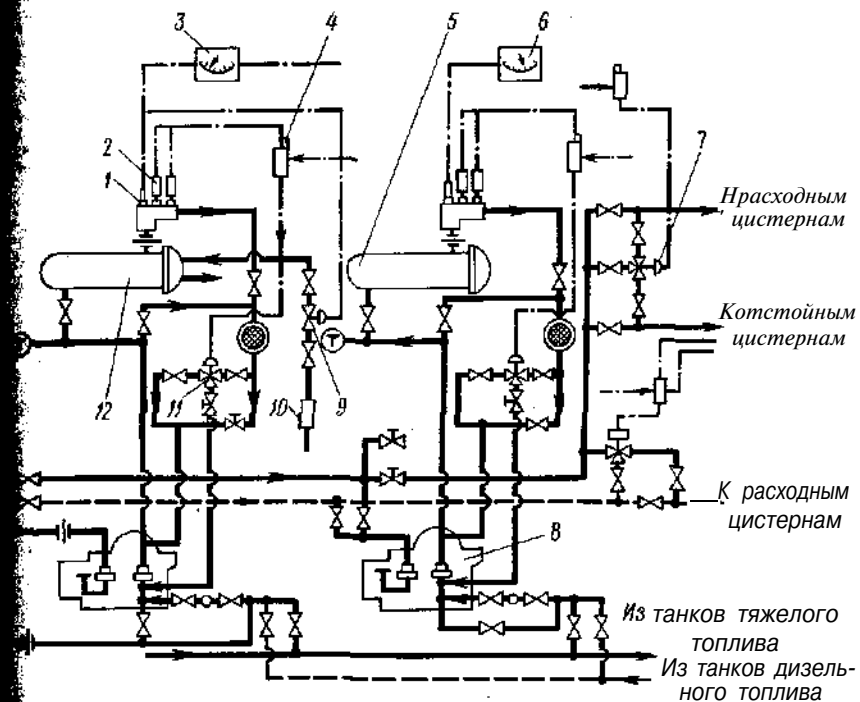


рис. 159. Схема сепараторной установки:

1 — датчики температуры; 2 — показывающий прибор; 3 — соленоидный клапан; 4 — подогреватель; 5 — указатель; 6 — клапан; 7 — сепараторы; 8, 11 — мембранные клапаны; 9, 10 — электромагнитный клапан

ры сигнализации и защиты. Сепараторы имеют управление автоматическое, дистанционное и ручное.

Каждый сепаратор оборудован пневматическим регулятором температуры типа ОБСА с датчиком /, мембранным клапаном 9 и указателем, мембранный клапан 9 управляет подачей пара на подогреватель 12. При остановке сепаратора электромагнитный клапан прекращает поступление пара и при пуске сепаратора открывает доступ пара в подогреватель. При нагреве на заданную температуру мембранный клапан 11 обеспечивает рециркуляцию топлива, при которой оно минует сепаратор. Открытие и закрытие клапана 11 осуществляется с помощью соленоидного клапана 4, который получает импульсы от датчиков температуры 2 и датчика уровня топлива в баке. Клапан 7 обеспечивает рециркуляцию топлива при сепарации из отстойной цистерны в отстойную при верхнем уровне. Соленоидный клапан открывает и закрывает клапан 7 от датчиков верхнего и нижнего уровня расходной цистерны.

Выбор вида управления осуществляется с местного пульта. Имеется счетчик часов работы сепаратора и сигнализация. Световое табло «авария» на ЦПУ загорается, и это сопровождается звуковым сигналом при переливе топлива в рециркуляционную систему, вибрации сепаратора, высокой и низкой температурах топлива перед сепаратором. Одно-

временно с зажиганием аварийного табло прекращается подача топлива в барабан сепаратора и выключается рециркуляция. При возникновении вибрации сепаратор автоматически останавливается.

§ 61. АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ОБЩЕСУДОВЫМИ СИСТЕМАМИ

В общесудовых системах автоматизируются операции по поддержанию и контролю уровней температуры и давления рабочих сред. Для этой цели применяют двухпозиционные электрические регуляторы и пропорциональные регуляторы прямого действия. Контуры регулирования общесудовых систем выполняют автономными.

В системе пресной воды устанавливают реле давлений в гидрофоре, регулятор температуры и конденсатоотводчик на подогревателе. Реле давления осуществляет пуск и остановку насоса пресной воды. Регулятор температуры воздействует на подачу пара перед подогревателем. Чаще всего для этой цели используют регуляторы прямого действия типов «Клориус», «Самсон» и РПД. В редких случаях вместо регуляторов температуры применяют регуляторы давления греющего пара. Конденсатоотводчик отводит из подогревателя конденсат греющего пара.

В системе забортной воды устанавливают только реле давления в гидрофоре для пуска и остановки санитарного насоса, в фекальной-реле уровня в цистерне для периодического включения фекального насоса.

В системах испарения забортной воды с помощью вакуумных испарителей устанавливают регуляторы уровня. Регулятор уровня осуществляет подпитку или продувку испарителя. Защита испарителя по предельной солености осуществляется с помощью реле, вмонтированного в соленомер. В осушительных системах устанавливают вакуумное реле и поплавковый выключатель на осушительном насосе.

Особое значение имеет автоматизация грузовых систем. В процессе погрузочно-разгрузочных операций постоянно меняется распределение масс на судне и возникают механические напряжения в корпусе. Расчет механических напряжений применяют прежде всего на танкерах, а также на судах для перевозки массовых и штучных грузов. Программа расчета нагрузок в период грузовых операций может быть использована и для определения общих нагрузок во время плавания судна.

Грузовые системы на танкерах включают в свой состав и балластную систему. Учитывая большие перестановочные силы и моменты, а также взрывозащищенность, дистанционно-автоматизированное управление запорной арматурой осуществляют с помощью гидравлических сервоприводов.

Важным фактором при автоматизации грузовых систем является централизация информации. На грузовой пост управления поступают информация об уровнях заполнения отдельных грузовых танков и балластных цистерн, положении запорной арматуры, осадке и дифференте судна, а также основные параметры насосов и их приводов. Помимо контроля зз

днем заполнения танков и дифферентом судна, осуществляется автоматизированное управление насосами.

Для определения оптимального распределения груза применяют аналоговые электронные модели. Использование цифровых вычислительных машин значительно расширяет возможности выполнения обширных расчетов, связанных с погрузочно-разгрузочным процессом.

Для компенсации влияния различной осадки судна при погрузочно-разгрузочных операциях, а также колебаний уровня воды (приливов и отливов) применяют автоматические швартовные лебедки. Их задача заключается в автоматическом натяжении и ослаблении швартовов по заданному усилию на тросе. Значение натяжения троса изменяют с помощью другого элемента.

СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ, ДИАГНОСТИКИ И ЗАЩИТЫ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ И ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Глава XIII. СИСТЕМЫ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО КОНТРОЛЯ

§ 62. НАЗНАЧЕНИЕ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО КОНТРОЛЯ

Внедрение на морских судах систем комплексной автоматизации СЗУ повысило эффективность решения задач контроля, целью которых является освобождение обслуживающего персонала от повторяющихся операций контроля и обеспечение перехода на безвахтенное обслуживание. Это стало возможным в результате использования автоматизированных систем централизованного контроля, основанных на методах автоматического измерения и обработки информации.

Сущность автоматизированного контроля заключается в том, что сравнение текущих значений параметров с предельно допустимыми, сигнализирующая об отклонениях и документирование результатов контроля происходит без участия вахтенного механика-оператора, а визуальный контроль ведется по нескольким показывающим приборам и по вызову оператором параметров на цифровое табло индикации. Для этого на автоматизированных судах установлены машины централизованного контроля, которые совместно с датчиками и элементами представления информации - мнемосхемами, цифровыми табло, печатающими и другими устройствами - образуют СЦК.

По сравнению с неавтоматизированными средствами контроля СЦК позволяют значительно увеличить объем анализируемой информации о состоянии СЗУ, свести до минимума трудозатраты вахтенного персонала на обеспечение контроля, повысить оперативность контроля и уменьшить влияние субъективных факторов на его результаты, обеспечить автоматическое документирование результатов контроля и защиту главного двигателя при аварийных отклонениях параметров.

В СЦК используются три способа обработки сигналов контролируемых параметров: циклический, непрерывный и смешанный. В соответствии с первым способом работают СЦК фирмы «Фиат» на теплоходе «Котовский» и фирмы АЕГ на теплоходе «Новгород», со вторым - СЦК фирмы «Юнгнер» и с третьим - СЦК «Шипка», установленная на отечественных судах:

§ 63. ДАТЧИКИ КОНТРОЛИРУЕМЫХ ВЕЛИЧИН

Датчики служат для измерения контролируемой величины и преобразования ее в выходной сигнал, удобный для дистанционной передачи и дальнейшей обработки. В СЦК используют датчики с электрическим

сигналом, который по характеру изменения может быть как аналоговым, так и дискретным.

К датчикам предъявляют высокие требования, так как поочередное получение большого их числа к одному измерительному устройству требует максимальной унификации выводимых ими сигналов по форме, амплитуде и характеру функциональной зависимости между изменениями входной и выходной величин. По роду контролируемой величины применяют следующие датчики: температуры, давления, скорости, уровня, эффективной мощности и др.

Датчики температуры представляют собой термометры сопротивления (термопары). Измерение с помощью терморезисторов основано на свойстве проводника изменять свое сопротивление в зависимости от повышения или понижения температуры. Терморезистор входит в плечо измерительного моста, который питается от стабилизированного источника. В СЦК «Шипка» применены термометры сопротивления ТСП в комплекте со вторичными преобразователями ПС-052-04, которые рассчитаны на подключение до десяти терморезисторов. Выходной сигнал преобразователя в виде постоянного напряжения, изменяющегося в зависимости от температуры среды в пределах 0-50 мВ, поступает на вход СЦК. Суммарная погрешность комплекта составляет 1,5%.

В СЦК теплоходов «Котовский» и «Новгород» применены платиновые терморезисторы со статическим коэффициентом усиления, равным $0,01 \text{ Ом}/^\circ\text{C}$, их мостовые цепи расположены в МЦК (рис. 160). Корпус датчика может быть изготовлен из бронзы или нержавеющей стали.

Датчик температуры точки росы продувочного воздуха типа «Хони-И» Р129 используется на теплоходе «Котовский» для определения разницы между температурами наддувочного воздуха ГД и точки росы. Он состоит из трубки, на которую надет чехол из хлопчатобумажной ткани, наматанный греющим резистором. Ткань пропитана солью хлористого натрия. На концах трубки находятся изоляторы, а внутри помещен терморезистор для замера температуры. Греющий элемент подключен к понижающему трансформатору 120/28 В. Датчик работает при относительной влажности выше 11% и температуре точки росы от -45 до $4-72^\circ\text{C}$.

Датчики давления в СЦК «Шипка» типа ДИД представляют собой индуктивный преобразователь типа измерительного мембранно-индуктивного узла ИМКУ-2И и вторичного преобразователя ВФ-4. Это бесконтактный прибор с индуктивным преобразователем упругого прогиба чувствительного элемента (мембранной коробки) в электрический сигнал. Деформация центра мембранной коробки передается плунжеру индуктивной катушки, от которой переменное напряжение поступает на вход полупроводникового блока ВФ, где преобразуется в постоянное и выдается в МЦК. Ювная погрешность комплекта составляет 2,5%.

В СЦК теплохода «Новгород» используют реостатные датчики. Их чувствительным элементом является бронзовая трубчатая пружина, которая при изменении давления поворачивает ползун из износостойчивого

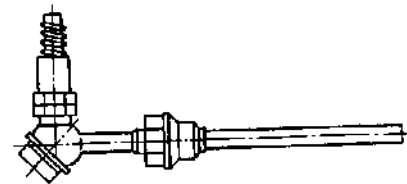


Рис. 160. Датчик температуры

сплава на угол до 270°. Ползун скользит по обмотке датчика сопротивления из того же сплава. Общее сопротивление обмотки равно 100 Ом.

В СЦК теплохода «Новгород» имеется прибор для непрерывного измерения уровня в цистернах типа «Силометр» С-70. В нем используется емкостной датчик (зонд) типа 21316. Это гибкий двойной трос, натянутый на изоляторах внутри цистерны. Принцип измерения основан на емкостных изменениях в зонде, которые определяются электронной вставкой, помещенной в головке зонда. Сигнал напряжения, пропорциональный уровню в цистерне, усиливается и поступает на вход МЦК.

В СЦК широкое применение нашли дискретные датчики. Так, на теплоходе «Котовский» они используются для контроля предельных значений уровней, наличия потока охлаждающей жидкости.

Уровень масла в ваннах ГТН и смазочных насосах контролируется поплавковыми датчиками системы «Мак-Доннель» 69. В них для отделения жидкостной среды от электрической части применено сильфонное уплотнение. Микровыключатели датчика сигналов предельного уровня замыкаются рычагом, связанным с поплавком. Такие же датчики применены для контроля потока масла охлаждения поршней.

Для измерения эффективной мощности на теплоходе «Новгород» использовано свойство скручивания гребного вала. Датчиками служат два тахогенератора переменного тока без контактных колеи с якорными полюсами особой формы. Датчики расположены в начале и конце участка промежуточного вала и приводятся в движение зубчатой передачей. Сигнал, пропорциональный углу скручивания вала, измеряемый разностью положений якорей тахогенераторов, обрабатывается торзиомером и поступает на вход МЦК как сигнал мощности главного двигателя.

§ 64. МАШИНА ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО КОНТРОЛЯ СИСТЕМЫ «ДАТАЛОГГЕР»

Машина централизованного контроля системы «Даталоггер» фирмы «Фиат» используется в составе СЦК дизельной установки теплохода «Котовский».

В основу построения МЦК положены логические цепи, набранные из стандартных модульных элементов. Они смонтированы на карточках с печатными схемами. Карточка может содержать до 16 стандартных модульных элементов. Карточки стыкуются штепсельными разъемами в общую схему МЦК, размещенную в специальном шкафу на ЦПУ.

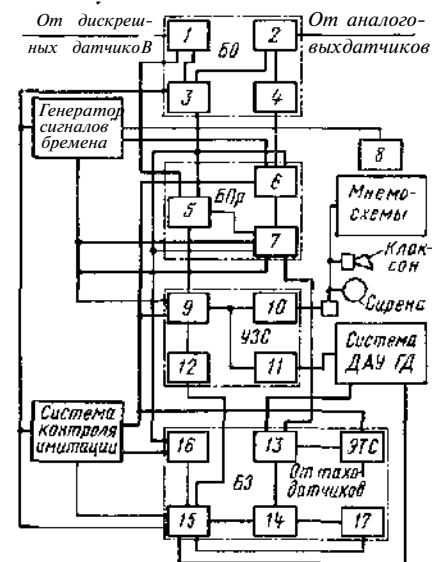
Все типы стандартных модульных элементов базируются на выполнении логической операции «И-НЕ» (несовместимость двух высказываний, или штрих Шеффера). Основу их схем составляют кремниевые $n-p-n$ транзисторы.

Машина централизованного контроля главного двигателя-автоматическое устройство дискретного действия. Оно предназначено для обоеаШ~ го контроля 121 параметра (контроль давления -9, температуры-81, ур^{об*} ня-2, потока - 14, других показателей - 15).

Машина централизованного контроля выполняет следующие функШ^и-

рис. 161. Функциональная схема СЦК главного двигателя теплохода «Котовский»:

1 - блок обегания; БПр-блок преобразования; УС-устройство запоминания и сигнализации; БЗ-блок записи; ЭТС-олексанный тахометр и счетчик оборотов; 1, 2 - коммутаторы соответственно дискретных и аналоговых величин; 3-цепи управления коммутаторами; 4-цепи согласования аналоговых сигналов; 5-блок сравнения; 6-преобразователь «напряжение - частота»; 7-преобразователь частоты в числовое значение; Я-цифровой индикатор; П-элементы памяти; Ю-цепи звуковой световой сигнализации; И - устройство выдачи командных сигналов защиты ГД; У - устройство выдачи командных сигналов записи; /5-цепь кодирования записываемой информации; 14 - регистр записи; 15 - цепь управления пишущей машинкой; 16 - цепь контроля записи и синхронизации обеганием; 77-пишущая машинка



1. Измерение контролируемого параметра в цифровой форме и выдача его значения на визуальный индикатор ручного вызова.
2. Определение наличия отклонения текущих значений параметров от заданных предельных, а также выдача сигнала устройству звуковой сигнализации и на засветку табло на мнемосхемах.
3. Выдача командных сигналов «понижение числа оборотов» в систему ДАУ в случае отклонения за допустимые пределы «тяжелых» параметров.
4. Обеспечение регистрации значений контролируемых параметров через заданные интервалы времени, по вызову оператора, а также при возникновении аварийного отклонения параметра и его ликвидации.
5. Обеспечение на маневрах регистрации команд управления главным двигателем и их исполнения.

Параметры контроля ГД циклически подключаются ко входу МЦК. Они подразделяются на классы, охватывающие однородные параметры, группы, соответствующие определенным объектам. Классам даны буквенные обозначения: А, В, ..., V; группам-цифровые: 0, 1, 02, ..., 14. Таким образом, каждый контролируемый параметр обозначается буквенно-цифровым трехзначным кодом: первый знак относится к классу, а остальные два - к объекту.

На рис. 161 представлена функциональная схема СЦК системы «Даталоггер». Сигналы от датчиков контролируемых параметров поступают в блок обегания БО, который состоит из следующих узлов: коммутатора дискретных величин, коммутатора аналоговых величин, цепей управления коммутаторами и согласования операций МЦК с обеганием; цепей согласования аналоговых сигналов.

Коммутаторы поочередно подключают индивидуальные цепи контролируемых точек к блоку преобразования. Переключающими элементами служат реле с двумя контактами переброса ртутного типа.

Обмотки входных реле коммутаторов управляются соответствующими цепями. Они являются общими для обоих коммутаторов и реализуют программу, по которой производится обегание контролируемых величин. Код подключаемой контролируемой точки распознается дешифратором, представляющим собой диодную матрицу, столбцы которой соответствуют объектам, а строки - классам.

Цепи согласования операций МЦК с обеганием предназначены для обеспечения синхронной работы коммутаторов с операциями по обработке информации в блоках преобразования и записи. В этих цепях обрабатываются сигналы аналоговых датчиков для их согласования с входными характеристиками блока преобразования и подготовки к цифровому измерению. Цепи представляют собой мостовые схемы, где входными переменными являются сигналы аналоговых датчиков.

Блок преобразования *БПр* состоит из преобразователя «напряжение-частота», преобразователя частоты в цифровое значение, визуального индикатора значений контролируемых параметров, блока сравнения.

Преобразователь «напряжение-частота» преобразует входное аналоговое напряжение в пропорциональную ему частоту. Масштаб преобразования составляет 0,32 кГц/мВ. Преобразователь частоты в цифровое значение состоит из трех двоично-десятичных счетчиков. Они суммируют входные импульсы, образуя цифровые значения параметров.

При необходимости любая из контролируемых величин может быть проконтролирована оператором. Для этого она вызывается на смонтированный в дверцу шкафа МЦК визуальный цифровой индикатор. Контролируемый параметр выбирают, нажимая соответствующие кнопки класса и единиц.

Непрерывное сравнение текущих значений контролируемых параметров с установленными предельными выполняется в предназначенном для этого блоке. Данная операция происходит в схеме, состоящей из трех регистров для контролируемой величины, трех регистров для уставки и элементов сравнения. Пределы отклонений (верхний или нижний) кодируются модулями типа *DM*, образующими диодную матрицу уставок в двоично-десятичной форме.

Устройство запоминания и сигнализации аварийных состояний *УЗС* включает в себя: элементы памяти контролируемых параметров, цепи световой и акустической сигнализации аварийных состояний, устройство выдачи командных сигналов «понижение числа оборотов», устройство выдачи командных сигналов записи.

Элементы памяти предназначены для фиксации сигнала схемы сравнения об обнаружении отклонений текущих значений параметров от предварительно заданных. Цепи, образованные двоичными элементами памяти, производят: обработку общих сигналов класса, запоминание аварийных сигналов с индивидуальной световой сигнализацией (каждой контролируемой точке соответствует свое табло на мнемосхеме), запоминание аварийных сигналов с общей световой сигнализацией (всем точкам определенного класса соответствует одно табло на мнемосхеме).

Включение и выключение ламп табло параметров, а также включение sireны или клаксона осуществляются цепями световой и акустической сигнализации аварийных состояний. Эти цепи состоят в основном из модулей

типа *СР*, которые обрабатывают сигналы, поступающие от элементов памяти контролируемых величин. Если отклонение контролируемого параметра за предельное значение может быстро привести к опасному (логическому) аварийному состоянию главного двигателя, то включается сирена; при некритическом аварийном состоянии главного двигателя включается клаксон.

«Тяжелые» аварийные сигналы обрабатываются устройством выдачи командных сигналов «понижение числа оборотов», поступление которых в систему ДАУ приводит к 20%-ному уменьшению топливopодачи главного двигателя. При аварийном отклонении любого из контролируемых параметров и после их возвращения к норме устройство выдачи командных сигналов записи вырабатывает сигналы для выполнения регистрации.

Блок записи *БЗ* служит для кодирования записываемой информации управления пишущей машинкой. В него входят: цепь кодирования записываемой информации, регистр записи, цепь управления пишущей машинкой 15, цепи контроля записи и синхронизации с обеганием.

Цепи кодирования записываемой информации служат для образования кода, которым пишущая машинка регистрирует причину и время записи, направление и угловую скорость вала главного двигателя, значения контролируемых параметров. Кодирование выполняют цепи, состоящие из логических элементов.

Закодированная информация поступает в регистр, который предназначен для приема, хранения и выдачи ее на запись. Он состоит из пяти независимых секций по шесть ячеек в каждой, включающих два логических элемента и один-памяти.

Цепи управления пишущей машинкой состоят из шести магнитов записи, четырех первичных и четырех вторичных элементов памяти и логических элементов.

Проверка работоспособности и синхронизация с обеганием осуществляется цепями контроля, состоящими из логических элементов и модулей выдержки времени.

Машина централизованного контроля главного двигателя имеет устройство контроля и имитации (симулирования), которое служит для проверки правильности работы наиболее ответственных блоков машины. При нормальной работе СЦК в последней графе бланка регистрации параметров автоматически печатается цифра «500». Если появляется другая цифра, значит, СЦК неисправна.

3. МАШИНА ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО КОНТРОЛЯ СИСТЕМЫ «ДАТАЦЕНТ»

Машина централизованного контроля системы «Датацент» фирмы АЕГ используется на судах типа «Новгород», она является автоматическим устройством дискретного действия. Система предназначена для обегания контроля 106 параметров СДУ (среди них по давлению-19, по температуре-45, по уровню-25, по специальным параметрам-17).

Машина централизованного контроля работает автоматически по специальным циклам обегания со скоростью пять точек в секунду. Каждой контролируемой точке присвоен код, имеется возможность изменять их число в соответствии с режимами работы судна:

«на стоянке», когда контролируются параметры механизмов, работающих на стоянке в порту;

«работа ГД», когда контролируются параметры, относящиеся к работе ГД;

«В ходу», когда контролируются все 106 параметров,

Машина централизованного контроля выполняет следующие функции.

1. Измерение значения параметра и по вызову оператора выдача его на светоцифровое табло.

2. Определение отклонения параметра от заданного предельного значения и выдача сигнала устройству светозвуковой сигнализации.

3. Регистрация значений параметров по заданной временной программе и по вызову оператора с помощью печатающей машинки фирмы ИБМ.

4. Регистрация параметров при отклонении их за предельные значения, возвращении к нормальным значениям и при неисправности датчиков температуры и давления с помощью печатающей машинки фирмы «Киншле».

5. Выдача сигналов на включение резервных насосов СДУ при падении давления в системах охлаждения и смазочной ниже предельного и на программный пуск насосов после обесточивания судовой электростанции.

Через каждые 20 с МЦК автоматически совершает малый цикл обегания, контролируя 12 наиболее ответственных параметров СДУ: давления воды и масла в системах ГД и вспомогательных двигателей, опасную концентрацию масляных паров в картере ГД, перепад температуры выпускных газов ГД и др.

Машина централизованного контроля построена на базе модулей кремниевой диодно-транзисторной логики и контактных элементов. Для выполнения определенных функций модули и контактные реле объединены в карточки (платы) размером 142 x 88 мм. С помощью тридцатиполюсных штепсельных разъемов карточки соединяются со схемой МЦК, образуя ее блоки и узлы.

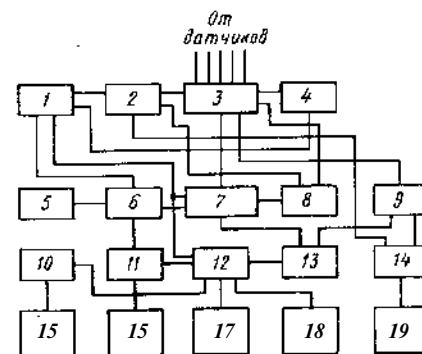
Функциональные элементы питаются постоянным током двух равных уровней напряжения (+ 12 и - 12 В) с общим нулевым проводом от стабилизированного источника питания. Другие потребители (реле, лампы накаливания и т.д.) питаются напряжением +24 или 48 В.

На рис. 162 представлена функциональная схема СЦК дизельной установки теплохода «Новгород». В МЦК этой системы можно выделить следующие блоки и цепи: цепь сигналов времени, устройство программирования работы, МЦК, избиратель измерительных пунктов, коммутатор-контрольно-измерительную цепь, блок сравнения, блок управления светоцифровым табло вызова параметров, цепи управления печатающей машинкой ИБМ, цепи управления печатающей машинкой «Киншле».

Основу цепи сигналов времени составляет кварцевый генератор-сформированный выходным формирователем импульсов. Он выдает на вход делителя, выполненного на базе триггерных ячеек, импульсы частотой 100 кГц. С выхода делителя поступают сигналы: 50 Гц-для работы АЦП

3. 162. Функциональная схема СЦК дизельной установки теплохода «Новгород».

1-устройство программирования; 2-блок контроля исправности датчиков; 3-коммутатор; 4-избиратель измерительных пунктов; 5-кварцевый генератор; 6-делитель частоты; 7-аналого-цифровой преобразователь (АЦП); 8-блок нормализации; 9-блок сравнения; 10-Блок управления светоцифровым табло; 11 часовой механизм; 12-цепи управления печатающими машинками; 13-цепь выдачи результатов работы; 14-Блок памяти аварийных отклонений; 15-светоцифровое табло; 16-светоцифровое табло часов; 17-печатающая машинка ИБМ; 18-печатающая машинка «Киншле»; 19-система светозвуковой сигнализации



50 Гц-для работы программирующего устройства; 1 Гц-для измерения частоты тока судовой сети.

Минутный импульс предназначен для часового механизма и блока программы включения печатающей машинки ИБМ. Часовой механизм состоит из четырех последовательно соединенных электромеханических счетчиков (минут, часов, дней и месяцев) с двумя выходными шаговыми счетчиками на 10 состояний каждый. Его информация используется для засветки табло часов, даты, ввода в регистрирующие устройства включения периодической регистрации.

Для координации функционирования МЦК в зависимости от времени, состояния ее устройств и контролируемых параметров служит устройство программирования. Его тактовые импульсы-команды поступают в основные узлы МЦК для переключения главной и вспомогательной программ. Главная программа включает подпрограммы по 16 тактов в каждой, а вспомогательная состоит из 64 тактов. Режим работы программно-управляемого блока зависит от выбранного столбца программы:

Столбец	
1-й	обработка контролируемого параметра
2-й	подготовка регистрации печатающей машинкой ИБМ
3-й	запись печатающей машинкой ИБМ

Избиратель измерительных пунктов (ИИП) выдает команды включения коммутаторе реле контролируемых точек и их номера для регистрации. Он состоит из: выходного усилителя-матрицы, выдающего номер точки десятичным кодом; кодирующей матрицы, превращающей десятичный код в двоичный; распределителя импульсов нормального и малого циклов обегания с матрицей выбора точки в малом цикле.

При работе по нормальной программе ИИП включает входные реле электрически в жестко установленной последовательности. Отсчет номера цикла производится двоично-десятичными электронными счетчиками, выход которых поступает на усилитель-матрицы. После отсчета номера очередной точки группы (001-060, 101-160, 201-230) происходит переключение на следующий цикл опроса. После окончания малого цикла подключается следующая группа и т. д. Точки малого цикла обегания выбираются соответ-

ствующей матрицей. Для образования номера точки, необходимого для регистрации, служит кодирующая матрица.

Коммутатор предназначен для подключения цепей датчиков контролируемых параметров к входу МЦК. Он представляет собой набор ячеек, имеющих три входа набора номера подключаемой точки, усилитель и реле с четырьмя контактами. Входы соответствуют трем разрядам номера точки (единицы, десятки, сотни). Включение реле происходит только при поступлении сигнала «О» от ИИП на все три входа.

Выходы с контактов реле используются для получения информации о включении конкретной точки в блок сравнения, образования групп точек, сходных по какому-либо признаку (одинаковые коэффициенты шкалы измерения, начало шкалы, одинаковая размерность, образец записи печатающей машинкой и т.д.), подготовки цепи включения соответствующей ячейки световой сигнализации, подключения сигналов датчика к измерительной шине. При этом в соответствии с двумя основными группами датчиков на измерительный усилитель подключается либо первая шина (датчики температуры и давления), либо вторая (специальные датчики).

Контрольно-измерительная цепь подготавливает сигнал параметра к измерению, выполняет само измерение и выдает его результаты. Она состоит из блока контроля неисправности цепей датчиков, блока нормализации, аналого-цифрового преобразователя, логических цепей выдачи результатов измерения в двоичном коде.

При включенной измерительной первой шине до измерения параметра контролируется исправность цепи датчика. Для этого нулевым тактом вспомогательной программы накоротко замыкается вход измерительного усилителя, в цепь датчика подается напряжение 48 В с одновременным включением в контрольную цепь двух реле. Они не срабатывают при отсутствии электрической цепи в измерительной шине и кабеле к датчику, что свидетельствует о его неисправности.

Блок нормализации состоит из измерительного и развязывающего усилителей с устройством нормирования. Он предназначен для унификации сигналов датчиков (изменением коэффициента отрицательной обратной связи измерительного усилителя и введением переменного смещения в зависимости от групп точек одинакового диапазона измерения).

Напряжение измерительного усилителя (0-0,5 В) подается через входной резистор на другой усилитель, который служит для развязки аналоговой части МЦК от цифровой. На его выходе появляется унифицированный сигнал в виде постоянного напряжения 0-1 В, пропорционального значению параметра.

Аналого-цифровой преобразователь состоит из времязадающего преобразователя, счетчика импульсов и блока управления. Он преобразует аналоговое напряжение с выхода блока нормализации в цифровое значение параметра.

В АЦП отсчитывается время, необходимое для размагничивания ферритового сердечника. Последний намагничивается аналоговым напряжением, пропорциональным значению измеряемого параметра. В зависимости от времени отсчета и коэффициента шкалы трехдекадный двоичный счетчик импульсов отсчитывает значение параметра в двоичном коде. Точность АЦП составляет 0,01-4)%,

результат измерения параметра поступает в логические цепи для хранения и выдачи его на сравнение, индикацию и регистрацию.

Блок сравнения сопоставляет текущие значения параметров с заданными предельными. Он включает в себя: матрицу эталонов предельных значений с выходным усилителем; сравнивающее устройство; накопитель сигналов об уходе параметра за предельное значение; цепь управления опителем; блок сравнения температуры выпускных газов по цилиндрам

В трехдекадном сравнивающем устройстве формируется сигнал о наличии ухода значения параметра за предельное. Он поступает в цепи управления накопителем, которые в соответствии с тактами программирующего устройства включают соответствующую ячейку памяти, готовят цепь для отключения и выдают команду в систему светозвуковой сигнализации. Блок сравнения температуры выпускных газов по цилиндрам ГД представляет собой счетно-решающее устройство, которое в процессе обегания кловательно определяет разницу температур выпускных газов за первым и вторым цилиндрами, за вторым и третьим и т.д. Вычисленная разность сравнивается с предельно допустимой.

Ряд параметров СДУ оператор может вручную вызвать на светоцифровом табло. Для этого имеется блок управления. Значение вызванного параметра, поступившее с АЦП, запоминается в накопителях, а затем перешифровывается в десятичный код. Кроме того, в ячейки памяти поступают знаки измерения, знаки плюс или минус и запятые. Сигналы усиливаются и включают соответствующие лампы табло. Информация обновляется

рез 1 с.

Цепи управления печатающей машинкой ИБМ предназначены для расшифровывания результатов измерения параметров в код печати управления печатающей машинкой. Они представляют собой логические цепи, выходные сигналы которых через усилители направляются на семь функциональных реле выбора знаков печати. Цепи обеспечивают также: правильный ход каретки, образование пробела при печати, табулирование, включение с черного шрифта на красный.

Цепи управления печатающей машинкой «Киндле» предназначены для расшифровывания информации о возникших отклонениях параметров и отказах датчиков в код регистрации и обеспечения операций управле-

6. МАШИНА ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО КОНТРОЛЯ СИСТЕМЫ «ШИПКА»

Система централизованного контроля «Шипка» была изготовлена в нескольких модификациях и установлена на морских судах отечественной постройки для автоматизации процессов контроля СЭУ.

Система «Шипка-У» является универсальной и может применяться для СЭУ различных типов. Она обеспечивает выполнение следующих функций:

1) светозвуковую сигнализацию отклонений контролируемых параметров от установленных предельных значений;

2) выдачу обобщенной светозвуковой аварийно-предупредительной сигнализации в судовые помещения (до 8 помещений);

3) сигнализацию о состоянии вахтенного механика или о его отсутствии в машинном отделении;

4) постоянное измерение и индикацию параметров на панелях ЦПУ;

5) измерение и индикацию контролируемых параметров на световых фоновых табло по вызову с периодом обновления информации 2,5 с;

6) регистрацию отклонений контролируемых величин от установленных предельных значений и их возвращение к нормальным значениям на ленте с указанием времени и знака отклонения;

7) дистанционное управление вспомогательными механизмами;

8) выдачу сигналов на программный пуск вспомогательных механизмов в заданной последовательности с сигнализацией выполнения программы;

9) сигнализацию отсутствия питания в системах судовой автоматики.

Система «Шипка-У» построена на релейно-контактных устройствах с применением диодно-транзисторных элементов и типовых логических схем, имеет блочно-функциональную структуру, представленную на рис. 163. Она формируется из панелей и стоек, которые набираются из следующих устройств и блоков:

блок развязок БР-1 и преобразования ПР;

устройства представления, измерения и контроля УПИК-2;

устройств преобразования и сигнализации УПС1, УПС2, УПС3;

блоков обобщенной сигнализации БОС5 и БОС6;

приборов промежуточного реле ППР1 и ППР2.

На рис. 163 даны также датчики и задающие устройства сигналов. Устройство УПИК-2 служит для цифрового измерения параметра с указанием его размерности и номера (шифра), контроля исправности тракта цифрового измерения, датчиков, состояния вахтенного механика. сброса звука и мигания при сигнализации. В состав УПИК-2 входят:

блок масштабного преобразования сигналов БМП;

блок аналогово-цифрового преобразования БАЦП, который преобразует сигнал постоянного напряжения в цифровую форму и выдает импульсы обработки двоично-десятичного кода в блок усилителей кода Б4К.

Прибор УПС1 обеспечивает контроль отклонения от заданных предельных значений до 196 параметров с подачей сигналов светозвуковой

сигнализацией и представление информации на мнемосхемы, дистанционную выдачу до 68 команд на управление вспомогательными механизмами, контроль их действия, выдачу обобщенной сигнализации в БОС5, БОС6, контроль наличия, качества и распределения питания.

Прибор УПС2 используется для программного управления вспомогательными механизмами, автоматического включения резервных механизмов, представления информации с помощью постоянно показывающих приборов, индикации времени наработки системы, сигнализации отсутствия питания.

Прибор УПС3 служит для контроля отклонения от заданных предельных значений до 56 параметров дистанционного управления с выдачей до 10 команд на изменение режимов работы вспомогательных механизмов, формирования сигналов обобщенной сигнализации в УПС1, представления информации с помощью постоянно показывающих приборов, светозвуковой сигнализации (аналогично прибору УПС1).

Блок БОС5 вырабатывает обобщенный светозвуковой сигнал при отклонении контролируемых параметров от заданных значений, отсутствии вахтенного механика на ЦПУ, наличии вахты в машинном отделении, этот сигнал несет информацию также о том, кто на вахте.

Блок БОС6 обеспечивает выдачу обобщенного светозвукового сигнала при выходе контролируемых параметров за установленные предельные значения.

С помощью приборов ППР реализуются функции программного управления вспомогательными механизмами.

Блок БР-1 нормирует выходные сигналы датчиков, а прибор ПР преобразует сигналы от датчиков напряжением 0-50 мВ в сигналы напряжением 0-1 и 0-10 В.

Выполнение указанных выше функций осуществляется при работе системы по соответствующим трактам и каналам. В каждом тракте или канале можно выделить датчики, средства обработки и представления информации. Сбор и анализ информации, поступающей от датчиков, производится следующими приборами:

УПИК-2 и ПР по тракту цифрового измерения;

УПС1 и УПС3 по трактам сигнализации;

УПС1 по трактам обобщенной сигнализации;

УРВ по тракту регистрации;

УПС1, УПС2/УПС3, ППР1, ППР2 по тракту управления.

Представление информации обеспечивается:

прибором УПИК-2 по тракту цифрового измерения в виде трехзначного числа с указанием номера точки и единицы измерения;

приборами УПС1 и УПС3 по каналам сигнализации посредством включения соответственно табло красного или желтого цвета на мнемосхемах;

приборами БОС5 и БОС6 по каналам обобщенной сигнализации в виде световых сигналов красного или желтого цвета на табло;

приборами УПС1 и УПС3 по каналам управления в виде световых сигналов на табло исполнительной сигнализации;

приборами УПС2 и УПС3 по каналам постоянного измерения с индикацией посредством вторичных приборов.

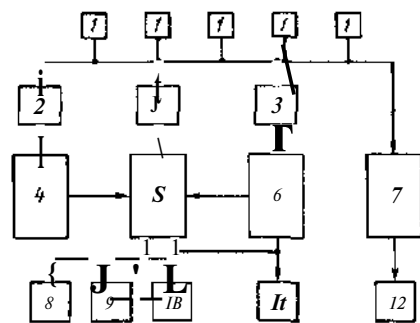


Рис. 163. Функциональная схема СЦК «Шипка У»:

1 - датчики; 2 - блок развязок БР-1 и преобразования ПР; 3 - задающие устройства сигналов; 4 - устройство представления, измерения и контроля УПИК-2; 5-7 - устройства преобразования и сигнализации соответственно УПС1, УПС2, УПС3; 8 - устройство блокировки звуковых сигналов; 9 - Ю-блоки обобщенной сигнализации соответственно БОС5 и БОС6; 10 - приборы промежуточных реле

Погрешность при работе системы в нормальных условиях не превышает:

для каналов сигнализации с аналоговыми датчиками $\pm 1\%$;

для каналов сигнализации с дискретными датчиками (сигнализаторами) - погрешности сигнализаторов;

для каналов постоянного измерения-погрешности вторичных приборов;

для сигналов, изменяющихся в пределах 0-10 В, $\pm 1\%$ и для сигналов, изменяющихся в пределах 0-1 В, 2,5%;

для каналов измерения по вызову $\pm 1\%$.

Для автоматизации процессов контроля работы дизельной установки теплохода «Борис Бутoma» используется СЦК типа «Шипка-У6», а на газотурбоходе «Капитан Смирнов»-СЦК типа «Шипка-У7». Эти СЦК характеризуются различным объемом контролируемых параметров:

	«Шипка-У6»	«шипка-У7»
Сигнализация	175	280
Цифровое измерение	66	(56)
Регистрация выбега	36	54

§ 67. ТРЕНАЖЕР СЦК

Тренажер системы централизованного контроля создан для учебных целей на базе СЦК типа АЛСИ шведской фирмы «Юнгер».

Система централизованного контроля АЛСИ установлена на судах типа «Нововолыньск». Она обеспечивает контроль работы главного двигателя «Зульцер» RD76 и вспомогательных механизмов.

Основными элементами тренажера (рис. 164) являются: шкаф электронного оборудования (а), панель обобщенной сигнализации (б), пульт СЦК (в), пульт имитации отклонений параметров (г).

На пульте СЦК расположена мнемосхема дизельной установки. На ней главный двигатель с выпускным трактом и гребным валом обозначены черным цветом, смазочная система-желтым, система пресной воды-фиолетовым, забортной воды-зеленым, а воздушная-синим. Число контролируемых параметров, по которым осуществляется звуковая и световая сигнализация, равно 65 (табл. 1 на пульте), из них по давлений-16, по температуре-42 и по другим признакам-7. Все они разделены на две группы: критические и некритические. Сигнальные точки критических параметров окрашены в красный цвет, а некритических-в оранжевый.

На мнемосхеме представлены также четыре насосных агрегата (главный и запасной насосы): Б1, Б2-смазочной системы; Б3, Б4-системы охлаждающей воды цилиндров; Б5, Б6-системы забортной воды; Б7, Б8-системы охлаждающей воды поршней; Б13, Б14 компрессоры пускового воздуха. Каждый механизм имеет кнопки «пуск» (зеленая) и «стоп» (красная). Параллельная работа двух механизмов одной системы осуществляется.

236

Для световой и звуковой сигнализации об отклонении параметров за установленные пределы на пульте имеются для критических параметров красная вращающаяся лампа и сирена, для некритических-оранжевая вращающаяся лампа и зуммер. Сирена срабатывает лишь по истечении определенного времени с момента выхода параметра за установленное предельное значение.

Маневровая панель имеет кнопки опробования ламп мнемосхемы, звуковых сигналов тревоги, квитирования световых и звуковых сигналов. На панели имеются два переключателя: один трехпозиционный П1 («вахтенный в МО», «МО без вахты в море», «МО без вахты в порту»); второй П2 указывает, кто из механиков-вахтенный.

Печатающая машинка «Киндле» предназначена для регистрации отклонения параметров за установленные предельные значения. Она печатает красным цветом год, месяц, день, час, минуту и номер точки, подающей сигнал тревоги. При ликвидации отклонения те же данные печатаются черным цветом.

Для измерения сигналов от датчиков служат измерительные панели: аналоговая (на пульте вверху слева) и цифровая (в центре). В измеритель-

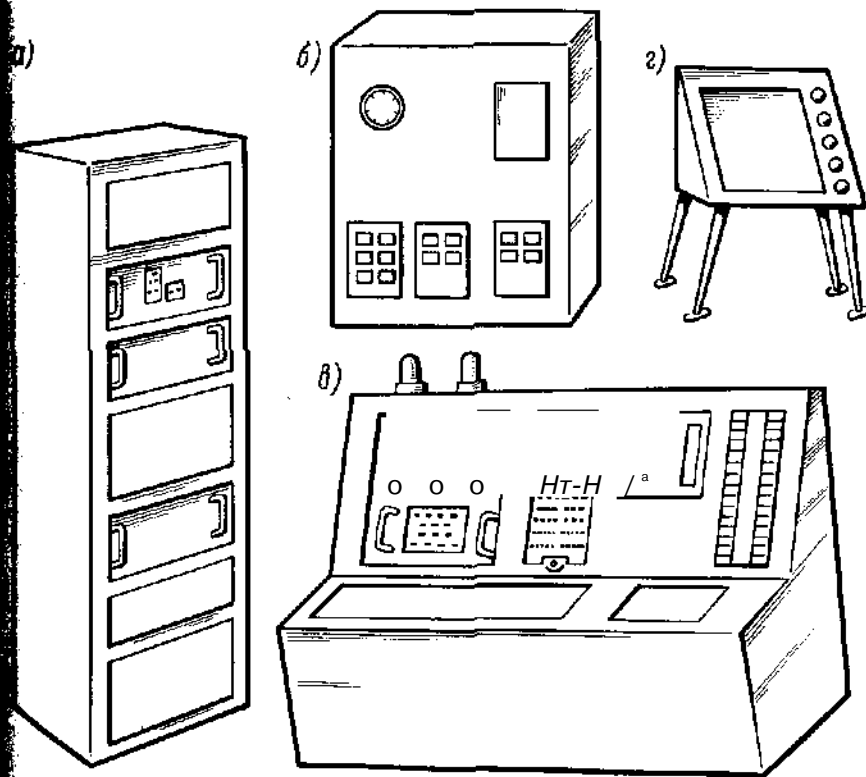


Рис. 164. Тренажер СЦК:

а-Шкаф электронного оборудования; б-панель обобщенной сигнализации; в-пульт СЦК; г-пульт имитации отклонений параметров

ную схему входит сигнальный узел, в котором каждое измеряемое значение параметра сравнивается с предельным. При превышении последнего возникает сигнал тревоги. Устройство для контроля температуры выпускных газов ГД выполнено таким образом, что температура каждого из трех цилиндров используется для вычисления ее среднего значения. К этому среднему значению прибавляются определенная положительная и определенная отрицательная величины. Так создается зона, в которой должна находиться температура газов. Если какая-либо из температур выходит за пределы этой зоны, дается сигнал тревоги. Кроме того, температура газов каждого цилиндра имеет постоянный верхний предел, при превышении которого также срабатывает сигнализация.

Выбор предпочтительной в данном случае панели измерения осуществляется двухпозиционным переключателем ПЗ («Аналоговая панель» - «цифровая панель»). Аналоговая измерительная система представляет оператору измеренные значения параметров двумя стрелочными показывающими приборами. Вызов на измерение интересующего оператора параметра осуществляется одним из трех многопозиционных переключателей А, В или С. Позиции переключателей для вызова отдельных параметров на измерение представлены в табл. 2 на пульте. Под переключателями А, В, С установлен двухпозиционный тумблер Т1 («предельное значение» - «измеренное значение»). С его помощью стрелочные приборы переводятся на индикацию измеренного или предельного значения вызванного на измерение параметра.

На цифровой панели измерение параметров осуществляется цифровым вольтметром. Для вызова на измерение любого из 10 параметров (табл. 3 на пульте) нажимают на кнопку с определенной десятизначной цифрой. Каждая кнопка снабжена лампой, загорающейся при нажатии кнопки. Предельное значение вызванного на измерение параметра считывается с цифрового индикатора при переключении тумблера Т2 («измеренное значение» - «предельное значение») в положение «предельное значение».

В шкафу электронных элементов установлены:

блок питания, обеспечивающий систему постоянным током требуемого напряжения;

блок электронных элементов, содержащий печатные схемы-карты, обнаруживающий отклонения параметров и подающий сигналы тревоги. Часть точек, дающих сигналы тревоги, имеет устройство для задержки их подачи. Это устройство введено в систему для предотвращения подачи ложных сигналов тревоги, например от датчиков уровня в танках при качке;

календарное устройство с системой управления печатающей машинкой, преобразующее импульсы главных часов в минуты, часы, дни. С помощью дисковых переключателей устанавливаются месяцы и годы;

блок вентилятора, создающий в шкафу избыточное давление, что препятствует проникновению в него пыли.

На панели обобщенной сигнализации расположены сигнальные табло, которые на судах монтируют на мостике, в кают-компании, каютах старшего механика и других механиков.

Пульт имитации отклонений параметров предназначен для демонстрации различных сочетаний работающих вспомогательных механизмов, ими-

талии дискретных и аналоговых отклонений контролируемых параметров за установленную зону допуска. На пульте имеются:

тумблеры дискретной (по принципу «норма»-«отказ») имитации отклонений любого из 65 контролируемых параметров. Тумблеры установлены на мнемосхеме, повторяющей мнемосхему пульта СЦК, вместо сигнальных лампочек. Каждый тумблер имеет номер в соответствии с табл. 1 и мнемосхемой пульта СЦК;

три тумблера имитации блокировки датчиков ГД, первого и второго компрессоров;

пять тумблеров имитации отказа насосов. При переключении тумблера имитируются отказ основного насоса и пуск запасного. В течение 5-10 с сработают оба насоса, после чего основной насос останавливается;

имитация аналогового изменения контролируемых параметров осуществляется с помощью 12 потенциометров, расположенных в правой части пульта.

Работу на тренажере выполняют в такой последовательности.

1. Составляют таблицу контролируемых параметров главного двигателя RD76, в которой против каждого параметра делают отметку о том, является данный параметр критическим или некритическим; устанавливают пределы его изменения и необходимость сигнализации при минимальном или максимальном значении.

2. Разрабатывают функциональную схему СЦК.

3. С помощью пульта имитации отклонений параметров проверяют правильность функционирования СЦК. Для этого на пульте имитации тумблеры отклонений параметров устанавливают в верхнее положение, соответствующее нормальному значению параметров, тумблеры подключения потенциометров аналогового отклонения параметров в положение «потенциометр», а потенциометры аналогового отклонения параметров - в среднее положение. Затем включают электропитание. Если при этом срабатывает световая и звуковая сигнализация по отклонению какого-либо параметра аналогового изменения, то путем воздействия на соответствующий потенциометр параметр возвращают в зону допуска.

Сигнализацию по параметрам дискретного отклонения проверяют, попеременно устанавливая тумблеры критических и некритических параметров из положения «норма» в положение «отказ». Одновременно с переключением очередного тумблера включают секундомер и определяют время до срабатывания световой и звуковой сигнализации.

Данные экспериментов представляют в табличной форме. Результаты лабораторной работы на тренажере оформляют в виде отчета, который включает функциональную схему СЦК; ее описание, таблицы и выводы по работе СЦК и объему контролируемых параметров дизельной установки.

68. СРЕДСТВА ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ИНФОРМАЦИИ И ОБОРУДОВАНИЕ ПОСТОВ УПРАВЛЕНИЯ

В рассматриваемых СЦК дизельных установок к средствам представления информации (СПИ) относятся: мнемосхемы, цифровые индикаторы, стрелочные приборы и регистрирующие устройства.

На основании данных СПИ оператор оценивает состояние СДУ, судит о характере отклонений режимов ее работы, принимает решения по управлению, контролирует результаты своих действий и функционирование СЦК и т.п., поэтому к СПИ предъявляют высокие требования по качеству, количеству и форме представления информации. Средства представления информации находятся длительное время в поле зрения оператора и поэтому являются не только звеном канала передачи информации, но и объектом эстетического восприятия. Средства представления информации разрабатывают с учетом достижений инженерной психологии.

К СПИ главного двигателя теплохода «Котовский» относятся: мнемосхемы систем, обслуживающих ГД; устройство звуковой сигнализации; цифровой индикатор вызова параметров на измерение; цифровой индикатор угловой скорости вала ГД, цифропечатающее устройство.

Мнемосхемы СЦК судовой дизельной установки - это панели с нанесенными силуэтами ГД, дизель-генераторов, основных вспомогательных механизмов и трубопроводов с встроенными показывающими приборами, подсвечиваемыми табло контролируемых параметров и автоматически управляемых клапанов. Информация МЦК главного двигателя выводится на мнемосхемы: систем забортной и пресной воды, масляной, топливной системы и системы сжатого воздуха, сигналов тревоги главного и вспомогательного двигателей. Общий вид мнемосхем смазочной и топливной систем дан на рис. 165.

Если значение контролируемого параметра отклонилось за предельное, МЦК выдает сигнал, вызывающий мигание лампы подсвечиваемого табло

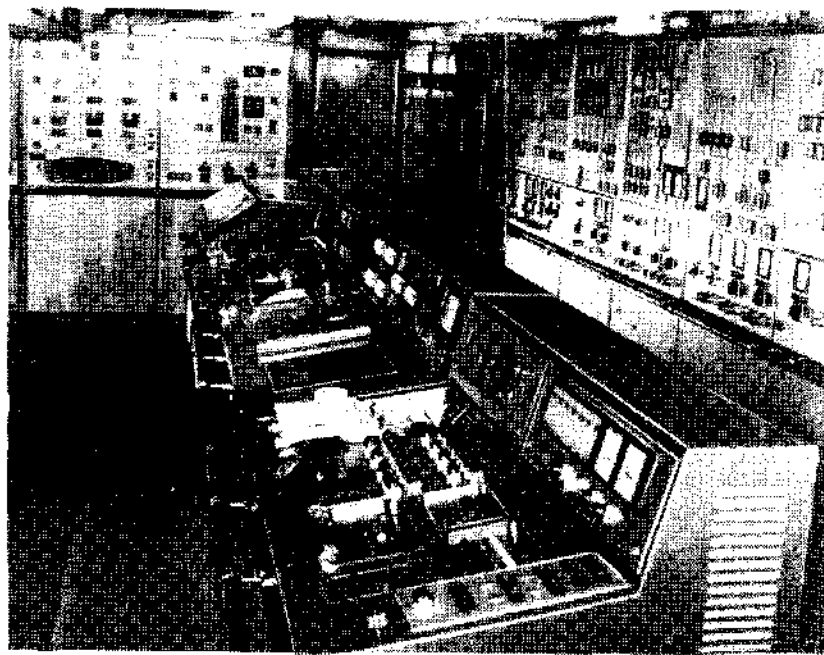


Рис. 165. Мнемосхемы ЦПУ теплохода «Котовский»
240

того параметра на мнемосхеме. Одновременно включается клаксон или бирена. При обнаружении срабатывания сигнализации оператор отключает звуковой и мигающий световой сигнал нажатием кнопки «общее снятие сигнала» на пульте ЦПУ. После этого световое табло параметра загорается постоянным светом и гаснет только после возвращения параметра нормальному значению. Без нажатия кнопки светозвуковой сигнал не прекращается, если даже параметр и возвратится к нормальному значению. Этим обеспечивается запоминание отклонившегося от нормального значения параметра. Обобщенная аварийно-предупредительная сигнализация подается в машинное отделение (МО), ходовую рубку, может включаться в каютах второго, третьего, четвертого механиков и кают-компаний.

Цифровой индикатор и кнопочная станция вызова параметров на измерение расположены на лицевой стороне верхней дверцы шкафа МЦК. Кнопочная станция состоит из двух рядов, каждый из которых содержит 16 взаимовыключающихся кнопок. Их сочетание соответствует коду вызываемого параметра. Нажатые кнопки подсвечиваются лампочками. Цифровой индикатор состоит из набора катодных ламп, обеспечивающих индикацию единицы измерения и знака отклонения параметра, из трех ламп значения параметра и двух ламп положения запятой.

Электронный тахометр, входящий в состав МЦК, выдает информацию о значении угловой скорости вала ГД на цифровой индикатор, который расположен на пульте ЦПУ. Он представляет собой набор катодных ламп, обеспечивающих индикацию, единицы измерения, дополненный тремя лампами значения угловой скорости.

В качестве цифропечатающего устройства используется автоматическая печатающая машинка фирмы ИБМ с шаровой головкой. Регистрация может быть вызвана:

вручную нажатием оператором кнопки «вызов регистрации»;
автоматически по временной программе через 1, 2, 5, 10, 20, 30, 60 или 120 мин;

автоматически при отклонении любого из контролируемых параметров за предельные значения и при возвращении его к нормальному значению.

Регистрация производится на перфорированной бумажной ленте шириной 39 см в две строчки со скоростью до 15 знаков в секунду. При этом контролируемые параметры подразделяются на две группы: первичного значения, которые записываются цифрами в первой строке (33 параметра); вторичного значения, которые записываются буквенно-цифровым кодом параметра во второй строке только при отклонении их за установленные предельные значения.

Значения отклонившихся параметров выделяются красным цветом. Дополнительная информация печатается оператором обычным способом. На маневрах при изменении режима работы ГД регистрируются только первые шесть параметров.

К средствам представления информации СЦК судов типа «Новгород», относятся; система светозвуковой сигнализации фирмы «Контроль» светозвуковое табло с клавиатурой вызова параметров на измерение, цифропечатающее устройство.

Система светозвуковой сигнализации расположена на пульте ЦПУ и выполняет следующие функции: подает звуковой сигнал и световой сиг-

нал красного цвета при отклонении параметров от предельных значений и световой сигнал зеленого цвета при нормальной работе механизмов.

Система построена на бесконтактных логических элементах и включает в себя 144 табло световой сигнализации, из которых 82 питаются через МЦК. Табло встроены в мнемосхемы СДУ, расположенные на пульте управления. Световые сигналы дублируются звонком на ЦПУ и сиреной в МО. Действие звукового сигнала прекращают нажатием кнопки, а световой сигнал подается до возвращения параметра к нормальному значению.

Для вызова 90 параметров СДУ, контролируемых МЦК, на измерение применены трехдекадная ручная клавиатура и светоцифровое табло (индикатор). При выборе с помощью клавишных кнопок единиц, десятков и сотен на индикаторе отображаются номер, результат, запятая и единица измерения параметра. Вызванный параметр подключается к цепи измерения через каждые 10 контролируемых точек.

В системе централизованного контроля СДУ теплохода «Новгород» имеются две печатающие машинки: фирмы ИБМ для регистрации по вызову, автоматической периодической регистрации через 15, 30, 60 и 120 мин и фирмы «Кинцле» для регистрации отклонений параметров от нормы, неисправности датчиков СЦК и восстановления нормальных значений параметров. Машинка ИБМ регистрирует параметры в зависимости от режима работы судна:

Режим работы судна	Число регистрируемых параметров
Стоянка в порту	до 28
Контроль ГД	» 49
Ходовой режим	» 75

Регистрация выполняется на перфорированной ленте шириной 345 мм в шесть строк: первые три строки-данные по дизель-генераторам, последние три-данные по ГД. При каждом цикле регистрации в отдельной строке сверху печатаются число, месяц, часы и минуты. Скорость печати-до 15 знаков в секунду. Отклонившиеся за предельные значения параметры печатаются красным цветом.

Машинка «Кинцле» регистрирует до 62 параметров в столбец на ленту шириной 80 мм (без перфорации) с максимальной скоростью три строки в секунду. При возникновении и устранении отклонений параметра печатается: время, номер параметра, его значение и единица измерения, а при неисправности датчика-только номер и буквы, означающие: У-начало помехи, К-конец помехи, ЧЭ-поломка чувствительного элемента.

Данные о неисправности и об отклонении параметров печатаются красным цветом, а при возвращении последних к норме-черным.

Глава XIV. СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ

§ 69. ПРЕДМЕТ И ЗАДАЧИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ

Все возрастающее значение сложных и дорогостоящих технических объектов, желание эксплуатационников снизить затраты на их обслуживание и ремонт, требования безопасности, безотказности и долговечности де-

нот весьма важной оценку технического состояния объектов, их надежности. Под техническим состоянием понимается совокупность подверженных изменению в процессе эксплуатации свойств объекта, характеризующая определенный момент времени признаками (параметрами), установленными технической документацией на этот объект. Направление в науке техники, представляющее собой процесс определения технического состояния объекта, называется технической диагностикой.

Термин «диагностика» происходит от греческого слова «диагнозис», что означает «распознавание, определение». Именно определение состояния технических объектов в условиях ограниченной информации - главная цель технической диагностики.

Техническое состояние объекта определяют посредством проверки исправности, работоспособности и правильности функционирования. Исправность объекта, например, проверяют после его заводского ремонта, чтобы удостовериться в том, что в его системах и узлах нет ни одного дефекта, способного повлиять на качество объекта, а также на эффективность его эксплуатации после ремонта. Перед применением объекта по назначению необходимо убедиться в том, что он в состоянии выполнять функции, предписанные ему назначением. Такая проверка, проводимая, например, в процессе подготовки главного двигателя, называется проверкой работоспособности двигателя.

В процессе эксплуатации, когда двигатель выполняет предписанный ему рабочий алгоритм функционирования, необходимо следить за появлением в нем неисправностей, нарушающих нормальную работу. Эта проверка, производимая судовыми специалистами, называется проверкой правильности функционирования на данном режиме работы и в данный момент времени.

Таким образом, техническое состояние объекта наиболее полно определяют при проверке исправности, наименее полно-при проверке правильности функционирования. Проверка работоспособности является менее полной, чем проверка исправности, так как при этом могут остаться не обнаруженными неисправности (изменение зазоров, трещины, натирь, не указывающие заметного воздействия на работу объекта и не препятствующие применению его по назначению).

Проверка правильности функционирования осуществляется в процессе работы объекта в данном режиме, например в режиме переднего хода. Следовательно, она менее полна, чем проверка работоспособности, поскольку при ней не обнаруживаются дефекты, препятствующие применению объекта в других режимах или при иных внешних условиях. Работоспособный двигатель будет правильно функционировать на всех режимах в любых условиях и в течение всего установленного времени. Правильно функционирующий объект может быть неработоспособен и, значит, неисправен. Работоспособный объект также может быть неисправным.

При определении состояния технического объекта решают три типа задач. К первому типу относится задача определения состояния, в котором находится объект в настоящий момент времени. Это задача собственно Диагностирования. Ту же задачу решают при составлении заключения «объект годен» или «объект не годен», а также при оценке уровня работоспособности или выделении категории отказов (превысила ли контроли-

руемая величина недопустимое предельное значение). Ко второму типу относятся задачи получения информации об изменении технического состояния во времени с учетом режимов работы. Это задача прогноза, возникающая при оценке ресурса объекта, определении периодичности технического обслуживания, ремонтов и т. п. К третьему типу относят задачу технического ретроспектирования объекта, т.е. установления причин, возникших в прошлом и приведших к преждевременному изнашиванию отдельных ответственных узлов двигателя или к аварийному исходу. Закономерности изменения технического состояния объекта в различных условиях, получаемые технической диагностикой, используют для решения задач как прогноза, так и ретроспектирования.

Задача определения технического состояния судового оборудования не нова: она всегда входила в круг обязанностей членов судового экипажа. Опыт эксплуатации и длительные наблюдения за работой судового оборудования позволили установить наиболее часто встречающиеся неисправности.

В настоящее время эксплуатационники располагают арсеналом различных способов их обнаружения. При этом используются как показания штатных контрольно-измерительных приборов, так и информация, получаемая с помощью органов чувств человека. Для оценки технического состояния механизма с давних пор, например, используется контроль его вибрации и акустических сигналов. Визуально-по цвету дымовых газов издавна определялось качество топливосжигания.

С появлением на флоте новых средств измерительной техники и электронно-вычислительных устройств техническая диагностика начала развиваться особенно быстро, ее методы находят все более широкое практическое применение.

В настоящее время энергетические установки более 20 судов отечественного транспортного флота обслуживаются системами технической диагностики (СТД). Эти системы осуществляют непрерывный контроль технического состояния, оперативную сигнализацию об отказах и в ряде случаев - прогнозирование, что дает возможность предотвратить интенсивное изнашивание деталей и возможные их поломки, эксплуатировать двигатель в наиболее экономичном режиме, отказаться от обслуживания деталей ответственного назначения по регламенту и перейти к обслуживанию по фактическому состоянию. При эксплуатации по фактическому состоянию двигатель работает до предельного состояния в соответствии с рекомендациями СТД. Экономический эффект от внедрения СТД достигается посредством увеличения периодов между вскрытием цилиндров малооборотного дизеля до 15 000 ч, а следовательно, уменьшения расходов на обслуживание и ремонт на 20-25%, увеличения среднеэксплуатационной мощности главного двигателя на 7-10% и уменьшения расхода топлива на 1,5-2%.

Техническое диагностирование судовой энергетической установки представляет собой процесс ее исследования, в основе которого лежат положения общей технической диагностики, методы построения и анализа математических моделей объектов диагностирования и методы построения алгоритмов диагностирования.

70. СУДОВАЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ УСТАНОВКА КАК ОБЪЕКТ ТЕХНИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

Судовую энергетическую установку в процессе технического использования и технического обслуживания можно рассматривать как комплекс, состоящий из четырех взаимосвязанных систем: рабочей, информационной, управляющей и обслуживающей. К рабочей системе относятся главный двигатель, совокупность систем, механизмов и устройств, а также расходные эксплуатационные материалы (топливо, масло, техническая вода). В информационную систему входят члены экипажа, имеющие отношение к информационному обеспечению технической эксплуатации установки, технические средства получения, передачи и хранения информации. Управляющую систему образуют члены экипажа, обеспечивающие техническое использование СЭУ и средства управления. Обслуживающая система включает членов экипажа, занятых поддержанием работоспособности энергетической установки, а также используемые при этом технические средства и материалы.

Технические средства информационной системы СЭУ в настоящее время развиты еще недостаточно. Их не всегда выделяют из управляющей и обслуживающей систем. Учитывая тенденцию к развитию информационной техники управления и обслуживания на базе единых вычислительных устройств, целесообразно рассматривать информационную систему как отдельную. В ее состав должны входить и средства диагностирования, позволяющие комплекс которых для энергетических установок судов еще предстоит создать. Определение объема, выбор методов и средств технического диагностирования рабочей системы во многом определяется эксплуатационными особенностями ее элементов и их контролеспособностью.

Одной из особенностей судовой энергетической установки является сложное взаимодействие большого количества ее элементов и систем. На рис. 166 приведена принципиальная схема современной дизельной установки. Воздух из атмосферы нагнетается компрессором газотурбона-

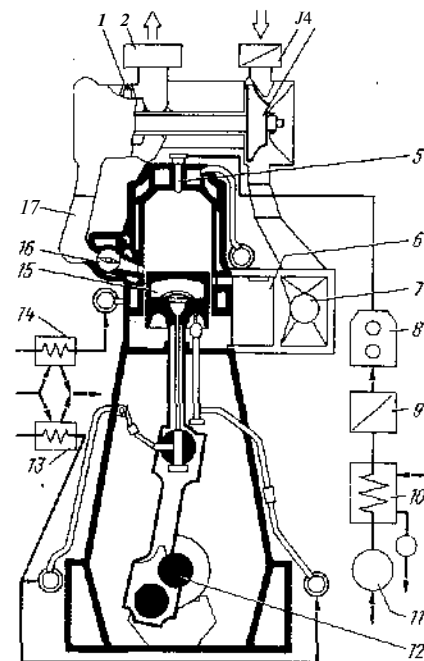


Рис. 166. Схема судовой дизельной установки:

1 - газовая турбина; 2 - котел-утилизатор; 3 - воздушный фильтр; 4 - компрессор; 5 - топливная форсунка; 6 - ресивер продувочного воздуха; 7 - воздухоохладитель; 8 - топливный насос высокого давления; 9 - топливный насос; 10 - топливный насос; 11 - фильтры топлива; 12 - топливонагреватель; 13 - охлаждающая вода; 14 - охлаждающая вода; 15 - поршень; 16 - выпускная форсунка; 17 - газоотводный тракт

нагнетателя через поверхностный охладитель в ресивер, а затем в цилиндры двигателя. Газовая турбина ГТН приводится в действие энергией газов, аккумулирующихся в газовом ресивере. После газовой турбины отработавшие газы отдают часть теплоты в котле-утилизаторе. К обслуживающим двигатель системам относятся топливная система с ее топливорегулирующей аппаратурой, смазочная и система охлаждения.

Эффективность преобразования энергии сжигаемого в цилиндрах двигателя топлива в механическую энергию в значительной мере зависит от технического состояния системы воздухообеспечения (турбины и компрессора турбоагнетателя, воздухоохладителя, газозаборного тракта), элементов цилиндропоршневой группы (ЦПГ) двигателя, образующих камеру сгорания (поршня с его уплотнительными кольцами, втулки цилиндра, крышки цилиндра, впускных и выпускных клапанов) и элементов топливорегулирующей аппаратуры (топливных насосов и форсунок).

Общими для турбомашин, судовых дизелей и главных газотурбинных агрегатов причинами появления неисправностей являются:

- абразивное и эрозийное изнашивание деталей проточной части;
- механические повреждения деталей проточной части при попадании в них посторонних предметов;
- деформация и разрушение деталей и узлов по конструктивным, эксплуатационным причинам и вследствие производственного брака;
- изнашивание, в результате которого сопряженные детали изменяют свои первоначальные форму, размеры и массу;
- нарушение режимов работы узлов систем или турбомашин вследствие неправильной эксплуатации.

Несвоевременность выявления и устранения неисправностей служит причиной остановок двигателей в море. К таким типовым неисправностям относятся: усталостные разрушения элементов конструкции турбомашин (рабочих лопаток, дисков роторов компрессора и турбин, подшипников опор роторов, трубопроводов; изменение в процессе эксплуатации установленного расчетом поля температур газов перед турбиной (для главных газотурбинных агрегатов) и, как следствие, разрушение рабочих лопаток турбины; помпаж компрессора; ухудшение характеристик проточной части турбомашин и соответственно снижение расхода воздуха и увеличение удельного расхода топлива; разрушение элементов конструкции турбомашин из-за коррозии материала.

От технического состояния узлов системы воздухообеспечения дизеля зависит наполнение цилиндров воздухом, что в значительной мере определяет и эффективность энергетической установки. В табл. 9 отражена взаи-

Таблица 9

Технико-экономические показатели	Показатели технического состояния системы воздухообеспечения дизеля							л 7.
	Δr_{ϕ}	$\Delta \eta_{\text{в}}$	$\Delta \eta_{\text{м}}$	$\Delta F_{\text{п.о}}$	$\Delta F_{\text{з.р}}$	$\Delta \eta_{\text{т}}$	$\Delta F_{\text{с.а}}$	
$\Delta g_{\text{д}}$	0,005	-0,20	-0,20	-0,034	-0,25	-0,70	-0,70	-0,034
$\Delta T_{\text{в.г}}$	0,01	-0,50	-0,45	-0,14	-0,57	-0,50	-0,50	-0,1*

связь между показателями технического состояния системы воздухообеспечения дизеля (перепадом давлений на всасывании нагнетателя Δr_{ϕ} , к. п. д. нагнетателя % и турбины $\eta_{\text{м}}$, механическим к. п. д. $T_{\text{м}}$ турбоагнетателя, перепадом температуры продувочного воздуха на воздухоохладителе ΔT^{\wedge} , пропускной способностью продувочных окон $F_{\text{п.о}}$, заградительных решеток $F_{\text{з.р}}$, соплового аппарата $F_{\text{с.а}}$) и технико-экономическими показателями (удельным расходом топлива $g_{\text{д}}$ и температурой $T_{\text{в.г}}$ выпускных газов).

Из табл. 9 следует, что при одновременном ухудшении перечисленных показателей на 1% удельный расход топлива $g_{\text{д}}$ увеличивается на 2,12%, а температура выпускных газов $T_{\text{в.г}}$ - на 2,81%. Кроме того, уменьшение количества воздуха, подаваемого газотурбоагнетателями, при увеличенной цикловой подаче топлива вследствие низкого коэффициента избытка воздуха приводит к неполному сгоранию топлива в цилиндрах, интенсивному нагарообразованию, тепловой перегрузке цилиндров.

Опыт эксплуатации турбоагнетателей судовых главных и вспомогательных дизелей показывает, что снижение к. п. д. турбин и компрессоров нередко достигает 50% и более, пропускная способность турбин, продувочных окон и защитных решеток падает на 60-70%, сопротивление фильтров увеличивается в 2 раза, а перепад давлений на воздухоохладителе по водяной стороне возрастает до 50%. Дисбаланс роторов турбоагнетателей может увеличиться в 10-15 раз.

Такие изменения технического состояния узлов системы воздухообеспечения не только снижают технико-экономические показатели работы дизеля, но и могут привести к его отказу. Каждая попытка определения технического состояния объекта и обнаружения развивающихся неисправностей сопряжена с затратами времени и средств. Однако это себя оправдывает, ибо до 40% турбоагнетателей, вскрываемых для технического обслуживания, в нем, как показывает опыт, не нуждаются. Если турбоагнетатели подвергались бы предварительно в процессе эксплуатации техническому диагностированию, это было бы известно без их вскрытия.

Особое место в работе двигателей занимают детали цилиндропоршневой группы, испытывающие большие механические и термические нагрузки от воздействия газов. Баланс подводимой к цилиндрам и отводимой от них теплоты при установившемся режиме работы двигателя по мере нарастания износа деталей ЦПГ нарушается, сопровождаясь постепенным нарушением плотности цилиндра. Последнее непосредственно влияет на теплонепроницаемость двигателя и его экономическую эффективность.

О недостаточной надежности элементов ЦПГ можно судить по опыту эксплуатации. Так, например, японская фирма «Самитомо» в течение двух лет обследования главных двигателей RND «Зульцер» зафиксировала повреждение 38 ЦПГ, что превышает 3% числа работающих. На судах Дальневосточного морского пароходства в течение также двух лет на трех двигателях 6RND90 было повреждено семь цилиндрических втулок, т.е. 38,8%.

Основными причинами повреждения элементов ЦПГ являются: несоответствие масла требованиям эксплуатации или недостаточное количество цилиндрического масла;

заклинивание, усиленное изнашивание и повреждение поршневых колец;

загрязнение двигателя и обводнение масла в двигателе;
увеличение температурных напряжений;
неудовлетворительная работа топливной аппаратуры;
дефекты монтажа и центровки.

Причина повреждения ЦПГ может быть объяснена следующим. Основным условием надежной работы взаимодействующей пары «поршневое кольцо - зеркало втулки цилиндра» является наличие слоя смазки между ними. Если смазка поддерживается в течение 99,99% времени взаимодействия пары, изнашивание незначительно; уже при 99% времени нарушается теплоотвод и контактные поверхности нагреваются. Высокая температура от трения контактных поверхностей приводит к микросплавлению частиц металла, вызывая задиры поверхностей.

Температура втулки, характер изменения ее во времени и асимметричность поля в значительной степени зависят от состояния поршневых колец. Уменьшение подвижности колец и переход от вращательного движения к колебательному приводят к повышению температурного уровня. Длительные перегревы в свою очередь нарушают условия трения между кольцом и поршневой канавкой, вызывают заедания колец и местное возрастание давления на втулку.

Искажение микрогеометрии колец и интенсивные прорывы газа приводят к схождению замков на одной стороне поршня и к местному перегреву деталей ЦПГ. Нагрев деталей ЦПГ вызывает их деформацию, а так как юбка поршня по сравнению со втулкой охлаждается хуже, диаметр юбки увеличивается быстрее, чем диаметр цилиндрической втулки. Указанное явление приводит к поломке поршневых колец, повышенному и неравномерному изнашиванию цилиндрических втулок. На двигателях 7ДКРН50/110-2 удельный износ цилиндрической втулки через 10 тыс. ч работы по оси в 2-3 раза превышает износ по ходу. В худшем случае поршень может заклиниться во втулке, что вызовет разрушения ЦПГ.

Симптомом нарушения правильного функционирования колец является появление или увеличение прорыва газа через замок, канавки и по окружности кольца. Исследования, проведенные фирмой «Зульцер», показывают, что при зазорах между кольцом и втулкой более 0,1 мм прорыв газов возможен, при зазорах 0,2 мм и более неизбежен. Каждый прорыв газа отрицательно влияет на процесс граничного трения рабочих поверхностей колец и втулки, сдувает и испаряет смазочный материал, ускоряет изнашивание на участках, расположенных в зоне перегрева. Перегретое кольцо при соприкосновении со втулкой выжигает смазочный материал, что способствует возникновению сухого трения при прохождении остальных колец.

«Выбег» температуры отмечаются в двигателях как с контурной, так и с прямоточной системой газообмена, причем интенсивность их появления возрастает при переходе судна в район плавания с теплым климатом и при ухудшении состояния моря.

Рост температуры деталей ЦПГ наблюдается и в период вывода двигателя на режим в течение 600-900 с после очередного наброса нагрузки. Установка нового комплекта колец на поршень также вызывает повыше-

ние температуры втулки в верхнем поясе на 10-15°C. Причина, очевидно, заключается в тепловых деформациях поршневых колец в период прира-

отки.
Тепловая напряженность деталей ЦПГ, определяемая значениями температур и их разностей, тепловым потоком, скоростью изменения во времени и т. п., зависит как от конструкции, так и от параметров рабочего процесса. Особенности судового дизеля как объекта диагностирования заключаются в высокой абсолютной температуре деталей, вызывающей выгорание, нарушение смазывания и химическую (высокотемпературную) коррозию, в больших перепадах температуры, приводящих к возникновению трещин во втулках, поршнях, крышках, прогоранию клапанов из-за термических напряжений в материалах.

Температура в цилиндре двигателя изменяется в пределах 100-1500°C в зависимости от угловой скорости вала, а ее значения для деталей ЦПГ пропорциональны значению коэффициента K_T [32]:

$$X_T = B_1 (c_m p 2^{1/3} (L_0/a)^{0,88}), \quad (191)$$

где B_1 - конструктивный фактор; c_m - средняя скорость поршня; p - давление продувочного воздуха; L_0 - коэффициент наполнения цилиндра; a - коэффициент избытка воздуха.

Коэффициент γ , инвариантен к изменению режима работы, таким образом, тепловая напряженность определяется отношением

$$(c_m p)^{0,5} / a^{0,88} = \text{const}. \quad (192)$$

Если двигатель форсируется, для сохранения его теплонапряженности на прежнем уровне необходимо обеспечить постоянство отношения (192).

Теоретически коэффициент теплопередачи между газами и стенкой цилиндра в камере сгорания дизеля зависит от плотности газа и скорости обтекания им тепловоспринимающей поверхности с учетом теплопередачи радиацией. Скорости газа определяются параметрами продувочного воздуха, местными сопротивлениями, скоростью поршня и характеристиками процесса горения.

Цветные фотоснимки, выполненные через кварцевое стекло, показывают, что во время горения топлива, когда коэффициент теплопередачи максимален, распределение температур по объему камеры сгорания весьма неоднородно. Это объясняется, очевидно, самим механизмом горения капель топлива, которое имеет четыре различные фазы: первовоспламенение, *озгорание, термическое разложение и догорание.

Последняя фаза дожигания углерода, карбенов карбонидов представляет интерес при анализе топливосжигания в дизеле: она вносит самые большие отклонения в процесс горения, поскольку здесь горение протекает по поверхности твердых остатков и имеет более низкую скорость, чем горение жидкой фазы. Определяющим фактором для времени горения твердых частиц является первоначальный размер капли. В период догорания повышается радиационная составляющая тепловыделения, что может быть вызвано большим содержанием асфальтенов в углеродистых остатках. Не случайно распределение температур в объеме камеры при горении считают подчиненным стохастическим закономерностям.

Норвежским институтом исследования судов рекомендуется следующее эмпирическое выражение для вычисления температуры различных участков поверхности камеры сгорания:

$$T = r \cdot c_{yi} \frac{T_3^{1.25} p_i^{1.5} \omega^{0.35}}{p_H^{1.2}}, \quad (193)$$

где c_{yi} и c_u - постоянные коэффициенты, численные значения которых зависят от рассматриваемой точки ЦПГ; T_3 - температура продувочного воздуха, с; p_i - среднее индикаторное давление, кПа; ω - угловая скорость двигателя.

Тепловая напряженность двигателя зависит от количества расходуемого на продувку и на наполнение цилиндра воздуха. В настоящее время оно определяется из термического баланса двигателя или по результатам химического анализа состава отходящих газов.

В основу первого метода положен эмпирически установленный факт, что в диапазоне 75-100% мощности главного двигателя потери теплоты с отходящими газами пропорциональны общему количеству затраченной тепловой энергии. Количество поданного в двигатель при этом воздуха

$$G_a = K_k \frac{BQ_p^H}{T_{aT} - T_a}, \quad (194)$$

где K_k - эмпирический коэффициент; B и Q_p^H - соответственно расход и низшая теплота сгорания топлива; T_{aT} и T_a - температуры газов на выходе из двигателя и воздуха на входе в компрессор.

Для определения количества и коэффициента избытка воздуха по данным химического анализа необходимо знать процентное содержание в отходящих газах CO_2 (или O_2), а также низшую теплоту сгорания и общий расход топлива на двигатель.

Увеличению тепловой напряженности ЦПГ способствует и неудовлетворительная работа топливной аппаратуры. Снижение давления подъема иглы форсунки, например, вызывает раннее впрыскивание топлива и плохое его распыливание. Вследствие этого увеличивается теплопроизводительность непосредственно перед нижней мертвой точкой (н.м.т.), затем снижается и перед в.м.т. вновь увеличивается. В то же время при недоброкачественном распыливании топлива происходят интенсивное изнашивание поршневых колец и цилиндровой втулки, усиленное нагарообразование и коксование масла на поршне, потеря подвижности поршневых колец и даже их поломка, нарушение процесса смазывания, прорыв газов из цилиндра в подпоршневую полость, возгорание масла в подпоршневой полости. По этим симптомам рассмотренную неисправность (снижение давления подъема иглы форсунки) распознать очень трудно.

Представление о степени влияния отдельных неисправностей на параметры работы дизеля дает табл. 10 [32].

Рассмотренные особенности эксплуатации судового дизеля позволяют выделить в нем узлы, отличающиеся наибольшей частотой отказов и трудоемкостью технического обслуживания: систему воздухооборудования, цилиндропоршневую группу, топливную аппаратуру.

Для получения информации, необходимой для диагностирования перечисленных объектов, следует определить оптимальный объем параметров, наиболее полно раскрывающих их дефекты. Для сложных и недостаточно

Параметр	Нормальное значение	Вид неисправности			
		Неплотность выпускного клапана	Неплотность всасывающего клапана	Снижение давления открытия иглы форсунки	Плохое прилегание поршневых колец
Среднее индикаторное давление p_i , кПа	1898(32)	1820(17)	1832	1753	1804
Удельная работа общая $L_{обш}$, кДж/кг	257(2,42)	245(1,68)	248	256	260
Удельная работа, кДж/кг, за угол поворота коленчатого вала:					
172-178° L_1	21,75(1,38)	20,9(1,05)	29,2	31,0	21,7
186-192° L_2	48,8(1,67)	44,3(1,34)	45,1	42,0	45,7
280-300° L_3	2,22(1,97)	2,38(1,88)	2,18	12,1	4,37
Среднее давление в цилиндре, кПа, за угол поворота коленчатого вала:					
90-104° p_1	491(25)	492(20)	490	497	488
158-166° p_2	4677(32)	4609(25)	4625	4701	4672
316-324° p_3	814(22)	789(25)	804	885	843
Максимальное давление p_{max} , кПа	12 670(67)	12 290(44)	12 580	11 630	12 140
Температура отходящих газов $T_{вг}$, °С	394	402	421	415	406

Примечание. В скобках указаны значения стандартного отклонения данного параметра, (подсчитанные по совокупности произведенных измерений).

изученных объектов единые рекомендации по оптимальному числу параметров сформулировать затруднительно. Исследования в этой области направлены на выявление соотношений, связывающих конкретное физическое явление (изнашивание, загрязнение, нагревание и т. п.) с поддающимися непосредственному измерению величинами, и определение их предельных значений.

§ 71. МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОБЪЕМА ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Техническое состояние энергомеханических систем оценивается функциональными параметрами. Параметр-это физическая величина или ее функция, которая характеризует свойства узла, сопряжения или элемента. Параметры подразделяются на структурные и диагностические.

Структурный параметр-это величина, непосредственно характеризующая исправность или работоспособность. Обычно это линейные величины, отражающие геометрические размеры, сопряжения и т. п.

Диагностический параметр-это физическая величина, контролируемая средствами СТД и косвенно характеризующая техническое состояние и работоспособность механизма. К диагностическим параметрам относятся температуры, давления, уровни, расходы и т.п. Диагностические параметры отражают изменения структурных параметров без остановки и вскрытия механизма. Каждый диагностический параметр в СТД должен быть представлен четырьмя значениями.

1. Номинальный параметр-настроечный, полученный в результате обкатки или назначенный при хорошем состоянии механизма.
2. Допустимый параметр - параметр, при котором не требуется регулировки, ремонта или профилактического осмотра механизма.
3. Предельный параметр-параметр, при котором дальнейшая эксплуатация не допускается.
4. Текущий параметр-значение параметра в процессе измерения.

Определить оптимальный объем диагностических параметров и оценить его достаточность можно только на основе тщательного изучения функциональных связей рассматриваемого объекта. С этой целью реальный объект может быть представлен формализованной математической моделью, позволяющей использовать аппарат математики (дифференциальные уравнения, передаточные функции, математическую логику).

В практике формализации энергомеханических систем как объектов диагностирования наибольшее распространение получили следующие математические модели: аналитические, инженерно-логические, функциональные граф-модели.

Под аналитической моделью понимается система уравнений, описывающая зависимость параметров объекта или системы от внешних и внутренних воздействий при функционировании. Анализ такой модели позволяет выбрать наиболее представительные для диагностирования параметры и синтезировать оптимальную СТД.

В общем случае модель возмущенного состояния объекта диагностирования можно описать системой уравнений

$$\sum_{i=1}^m M_i(t, \tau, \frac{dQ}{dt}) X = F_i(t, \tau, x, z), \quad (195)$$

где $M_j(t, x, \frac{dQ}{dt})$ - многочлен относительно операторов дифференцирования d/dt с переменными во времени некоторых коэффициентов $Q(q_1, q_2, \dots, q_m)$; t - текущее время; τ - момент времени, до которого ведется рассмотрение объекта ($j = 1, 2, \dots, m$); $X(x_1, x_2, \dots, x_n)$ - вектор случайных функций времени, характеризующих выходные параметры объекта; F_i - нелинейная функция; $Z(z_1, z_2, \dots, z_k)$ - вектор случайных функций времени, характеризующих внешние и внутренние возмущения объекта.

Состояние любого технического объекта, находящегося под воздействием управляющих возмущений, определяется совокупностью функциональных параметров. Эти параметры определенным образом связаны с воздействиями на систему через соответствующий системе уравнений (195) вектор-оператор динамической системы, заданный либо совокуп-

ностью математических операций $A(t, \tau, x, z, Q)$, либо совокупностью линейных или нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\frac{dx_i}{dt} = F_{oi}(t, \tau, x, z, 0); \quad (196)$$

$$\xi_i = \sum_{j=1}^k \xi_j^0(t, \tau, x) \xi_{ij}. \quad (197)$$

В приведенных формулах F_{oi} - неслучайная нелинейная функция ($i = 1, 2, \dots, k$); ξ_j^0 - неслучайные координатные функции; ξ_{ij} - случайные коэффициенты;

Каждой группе номинальных условий, например $\xi_{01}, \xi_{02}, \dots, \xi_{0k}$ из номинальной области G_0 и группе номинальных условий $x_{01}, x_{02}, \dots, x_{0n}$ соответствует свое решение системы уравнений (195):

$$x_{i0} = \Phi_{i0}(t_0, \tau, x_0, x_{01}, \dots, x_{0n}, \xi_{01}, \xi_{02}, \dots, \xi_{0k}). \quad (198)$$

Каждой группе реальных условий в моменты времени $t = T_j$ ($j = 1, 2, \dots, N$) реальной области G соответствует реальное решение системы уравнений (195):

$$x_i = \Phi_i(t, \tau, x, \xi, \dots, \xi_k); \quad (199)$$

Система уравнений (195) по числу выходных величин и нелинейных операторов может распадаться на m отдельных уравнений. Если предположить, что число выходных величин равно числу операторов, то для i -й величины система уравнений (195) превращается в уравнение

$$M_i(t, x, \frac{dq_1}{dt}, \frac{dq_2}{dt}, \dots, \frac{dq_n}{dt}) X = F_i(t, \tau, x, \xi_1, \dots, \xi_k). \quad (200)$$

Этому уравнению при линеаризации соответствуют импульсная функция системы $so(t, \tau, v, x_p, z, Q)$, переходная функция системы $h(t, \tau, v, x, z, Q)$, передаточная функция системы $W(f, t, x, z, Q)$, а также амплитудная $A(f, t, v, x_p, z, Q)$ и фазовая $sp(f, t, x, v, x, z, Q)$ частотные характеристики системы.

Исследование такой модели объекта позволяет выполнить функциональный анализ состояний объекта, определить оптимальный объем диагностических параметров, синтезировать систему диагностирования и дать оценку ее эффективности.

Практическое использование аналитической модели предполагает наличие уравнений, достаточно полно описывающих процесс функционирования технической системы и ее элементов;

всестороннее изучение статистической вероятности появления тех или иных аварий объекта диагностирования. При этом необходим объективный анализ опыта эксплуатации, случаев выхода из строя технологического оборудования и первопричин, приведших к аварийному состоянию;

комплекс многофакторных активных экспериментов, который позволит с научной объективностью выявить степень корреляции значений того или иного диагностического параметра со структурными.

Пример. Аналитическую модель ГТД можно представить в простейшем виде как полную систему уравнений, описывающих характеристики его основных элементов, связь между ними и законы изменения подачи топлива. Характеристики двигателя при упрощенном их представлении обычно задаются через параметры подобия. Вид уравнений связей между элементами двигателя определяется его конструктивной схемой.

При составлении уравнений элементов ГТД целесообразно исходить из того, что характеристики любой турбомашинны при условии газодинамического, теплового и геометрического подобия могут быть выражены любыми двумя приведенными параметрами, например степенью сжатия или расширения давления π и повышения или понижения температур θ . В свою очередь каждый из выходных параметров ГТД зависит от двух независимых аргументов, в качестве которых можно принять приведенную угловую скорость и приведенный расход воздуха или, что равнозначное, параметры газа на входе в соответствующий элемент.

Для упрощения записи модели двигателя целесообразно характеризовать каждый его элемент не более чем двумя уравнениями (по числу независимых параметров). Однако в случае заметного влияния на характеристики дополнительных факторов могут быть введены необходимые уточнения. В таких уточнениях нуждаются характеристики камеры горения, компрессоров и турбин. Уравнения характеристик элементов, приведенных в § 11 для двухвального ГТД со свободной силовой турбиной, в упрощенном виде выражаются следующими зависимостями: компрессора

$$\pi_k = f_1(\omega_{k0}; G_{k0}); \theta_k = f_2(\omega_{k0}; G_{k0});$$

турбины компрессора

$$\pi_{т.к} = f_3(\omega_{т.к0}; G_{т.к0}); \theta_{т.к} = f_4(\omega_{т.к0}; G_{т.к0});$$

камеры горения

$$\theta_{л.г} = f_5(\alpha_T; \gamma; \theta_{т.к}); \theta_{т.г} = f_6(\alpha_T; G_{т.к0});$$

свободной турбины винта

$$\theta_{т.в} = f_7(K_{т.в0}; G_{т.в0}); \theta_{т.в} = f_8(\omega_{т.в0}; G_{т.в0});$$

выходного устройства

$$\pi_c = f_9(G_{c0}, a_{c0}); \theta_c = f_{10}(G_{c0}).$$

В приведенных формулах: $\theta_{л.г}$ - коэффициент избытка воздуха в камере горения; $\theta_{т.к}$ - коэффициент потерь давления между компрессором и турбиной компрессора; $G_{т.к0}$ - расход газа через выходное устройство; a_{c0} - коэффициент потерь давления в выходном устройстве.

Уравнение связей между отдельными элементами можно получить из следующих условий; равенства угловой скорости роторов

$$\omega_{к0} = \omega_{т.к0} \sqrt{T_{30}/T_{10}}; \omega_{т.в} = \omega_{к0} i \sqrt{T_{40}/T_{10}}$$

(i - передаточное отношение редуктора); равенства мощностей

$$K_{т.к} N_{т.к0} = \frac{N_{к0}}{\eta_{м.к}} + 4\pi^2 J_{т.к} \omega_{т.к} \frac{d\omega_{т.к}}{dt}; \quad K_{т.в} N_{т.в0} = \frac{N_{в0}}{\eta_{м.в}} + 4\pi^2 J_{т.в} \omega_{т.в} \frac{d\omega_{т.в}}{dt}$$

$K_{т.к}$ и $K_{т.в}$ - коэффициенты приведения от параметров в сечении перед данным элементом к параметрам на входе в двигатель; $\eta_{м.к}$ и $\eta_{м.в}$ - механический к. п. д. соответственно турбокомпрессора и турбин винта с валом (приводом); $\pi_{вх}$ - коэффициент степеней повышения давления и расширения

$$\pi_{вх} \sigma_{вх} \pi_k \sigma_T \sigma_c = \pi_{т.к} \pi_{т.в} \pi_c$$

(L и $a_{вх}$ - степень повышения давления и потери давления во входном устройстве; $\pi_{т.к}$ - степень понижения давления в выходном устройстве двигателя); $\sigma_{вх}$ - равенства расходов на входе в компрессор и турбину

$$\sigma_{вх} = G_{т.к0} \frac{\sigma_T \pi_k}{\pi_{т.к} \sigma} \sqrt{\frac{T_{20}}{T_{30}}}$$

Дополнительных соотношений между входными и выходными параметрами элементов двигателя, а также уравнений, описывающих мощностные характеристики двигателя.

Если объект исследования не поддается полному аналитическому описанию, для определения объема диагностических параметров может быть использован метод инженерно-логического анализа. Его сущность заключается в том, что на основе исследований объекта диагностирования строится функциональная модель, а затем производится логический анализ его структуры с использованием формальных методов математического аппарата. В отличие от чисто аналитических методов описания данный метод позволяет в большей степени учитывать конструктивные и функциональные особенности объекта, а также условия его эксплуатации.

Функциональную модель объекта диагностирования строят в такой последовательности:

- 1) задают множество функциональных элементов;
- 2) перечисляют все возможные для данного объекта комбинации одновременно отказавших элементов;
- 3) определяют, каким комбинациям воздействий соответствуют допустимые реакции каждого элемента;
- 4) строят схему объекта, на которой должны быть представлены все функциональные элементы и связи между ними. При этом должно выполняться условие: если элемент a связан с элементом b , то допустимая реакция a является допустимым воздействием для b и, наоборот, допустимая реакция b является недопустимым воздействием для a .

Построение функциональной модели осуществляется при условии, что каждый первичный функциональный элемент модели может иметь только один выходной параметр при произвольном конечном числе входных параметров. Если же функциональный элемент имеет два выходных сигнала или более, необходимо дальнейшее разделение этого элемента на части, каждая из которых будет иметь только один выходной параметр.

Другой формой инженерно-логического представления объекта является чисто логическая модель, для построения которой объект также разделяют на n функциональных элементов. Каждый i -й элемент объекта ($i = 1, 2, \dots, n$) должен иметь не более одного выходного параметра γ_i ; при продолжном конечном числе входных параметров x_i ($i = 1, 2, \dots, m$). Величины x_i можно рассматривать как логические переменные, принимающие

значения $x_i = 1$, когда /-й входной сигнал /-го функционального элемента находится в допустимых пределах и $x_i = 0$ в противном случае.

Аналогичный смысл имеют выражения $z_i = 1$, $z_i = 0$. Однако поскольку значение выходного сигнала /-го функционального элемента зависит от состояния этого элемента и значений его входных сигналов, величина z_i является в отличие от величин x_i не логической переменной, а логической функцией. Состояние функционального элемента также можно рассматривать как логическую переменную φ_i , принимающую значение $\varphi_i = 1$, если элемент исправен, и $\varphi_i = 0$ в случае его отказа.

Тогда логическую функцию z_i можно выразить через конъюнкцию

$$z_i = \varphi_i \wedge F_i, \tag{201}$$

где F_i - логическая функция условий работы 1-го элемента:

$$F_i = x_{i1} \wedge x_{i2} \wedge \dots \wedge x_{in}, \tag{202}$$

Выражение (202) имеет следующий физический смысл: выходной сигнал /-го элемента объекта будет находиться в пределах допуска ($z_i = 1$) только тогда, когда все входные сигналы находятся в пределах установленных для них допусков ($F_i = 1$) и сам элемент исправен ($\varphi_i = 1$).

Для определения состояния объекта («работоспособен»-«отказал») необходимо проанализировать логическую функцию

$$z = z_1 \wedge z_2 \wedge \dots \wedge z_n, \tag{203}$$

Объект работоспособен, если $z = 1$. Объект отказал, если $z = 0$.

Неисправности функциональных элементов, вызвавших отказ объекта, определяют логические функции $z_i = 0$.

Для построения логической модели необходимо: задать множество функциональных элементов; задать схему объекта, на которой указаны все функциональные элементы и связи между ними; построить таблицу функций неисправностей.

Пример.

Рассмотрим построение указанной модели на примере узла схемы системы ДАУ, построенного на логических элементах «ИЛИ-НЕ» (рис. 167). Схема имеет три входных параметра (рис. 167, а): x_1, x_2 и x_3 , два выходных z_2 и z_3 и один внутренний параметр z_1 .

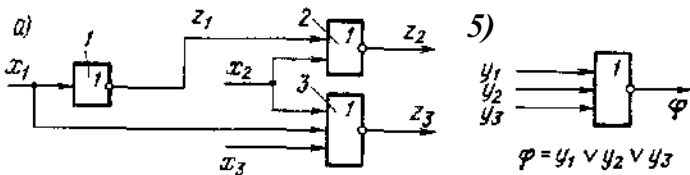


Рис. 167. Схема диагностируемого узла системы ДАУ: а - принципиальная схема узла; б - элемент узла; 1, 2, 3 - логические элементы «ИЛИ-НЕ»

№ набора	Наборы значений входных параметров			Значения выходных переменных (функций)					
	y_3	y_2	y_1	φ_0	φ_1	φ_2	φ_3	φ_4	φ_5
0	0	0	0	1	1	0	1	1	1
1	0	0	1	0	1	0	1	0	0
2	0	1	0	0	1	0	0	1	0
3	0	1	1	0	1	0	0	0	0
4	1	0	0	0	1	0	0	0	1
5	1	0	1	0	1	0	0	0	0
6	1	1	0	0	1	0	0	0	0
7	1	1	1	0	1	0	0	0	0

- Запишем перечень логических неисправностей (рис. 167, б):
- 1 - постоянный высокий уровень выходного сигнала;
- 2 - постоянный низкий уровень выходного сигнала;
- 3 - кажушийся постоянный низкий уровень сигнала на входе y_3 ;
- 4 - то же на входе y_2 ;
- 5 - то же на входе y_1 .

Построим таблицу функций неисправностей узла (табл. 11) при условии, что одновременно в элементе может иметь место только одна неисправность.

В столбце (φ_0 табл. 11) приведены значения функции выхода исправного узла, остальных столбцах - значения функций выхода элемента в случае одиночных неисправностей в соответствии с перечнем.

Из табл. 11 следует, что для элемента «ИЛИ-НЕ» при использовании в целях диагностирования только одного входа неразличимыми являются первая и третья неисправности согласно перечню. При использовании двух входов различимы четыре неисправности (значения функций $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ и φ_4 различны). Если использовать три входа, становится возможным различать все пять неисправностей.

Предположим, что диагностирование узла должно производиться с точностью по одному элементу «ИЛИ-НЕ». Тогда группу неразличимых неисправностей для элемента с одним входом необходимо представить как одну неисправность, например первую, а весь узел будет иметь 11 различных одиночных неисправностей.

Пользуясь функциональной схемой узла и таблицами функций неисправностей элементов, строим общую таблицу функций неисправности узла (табл. 12) для случаев одиночных неисправностей. Рекомендуется следующий порядок заполнения таблицы. Для исправного узла последовательно для каждого входного набора определяют и вносят в соответствующие столбцы группы (φ_0 см. табл. 11) значения функций выходов элементов, на входы которых подаются только внешние входные переменные (на рис. 167, а таковыми являются элементы 1 и 3).

После этого снова для каждого входного набора определяют и вносят в табл. 12 значения функций выходов элементов, среди входов которых имеются выходы, являющиеся выходом элементов, рассмотренных ранее (элементы 2 на рис. 167, а). При определении значений выходных функций элементов при исправном состоянии объекта нужно использовать столбец φ_0 табл. 11.

После этого производится такой же анализ модели функционирования объекта при наличии в нем первой неисправности (первая неисправность первого элемента φ_1 где нижний индекс - номер элемента, верхний - номер неисправности). Процесс отличается от ранее описанного (для исправного объекта) только тем, что при определении значений выхода неисправного элемента необходимо пользоваться соответствующим столбцом табл. 11 (в данном случае столбцом φ_1).

Построение общей таблицы функций неисправностей заканчивается после выполнения анализа функционирования узла по каждой заданной неисправности. Общая таблица функций неисправности является исходным материалом для выбора

№ на- бора	Набор значений входных переменных			Значения выходных и промежуточных переменных при														
				y_8		y_1		y_i		y_i		y_i			A	A		
	x_3	x_2	x_1	z_1^0	z_2^0	z_3^0	z_1^1	z_2^1	z_3^1	z_1^2	z_2^2	z_3^2	z_1^3	z_2^3			z_3^3	z_1^4
	0	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0
1	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
2	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
3	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
4	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
5	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
6	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
7	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
8	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
9	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
10	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
11	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
12	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
13	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
14	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
15	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
16	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
17	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
18	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
19	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
20	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
21	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
22	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
23	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
24	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
25	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
26	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
27	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
28	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
29	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
30	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0
31	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0

оптимального объема диагностических параметров и построения шноритма диагностирования.

При построении математических моделей технических систем могут быть использованы методы теории графов: графы причинно-следственных связей и функциональные граф-модели.

Граф причинно-следственных связей - это ориентированный граф, вершины которого представляют собой параметры технической системы, а дуги - причинно-следственные связи между параметрами. При построении графа причинно-следственных связей можно использовать не все входные, внутренние и выходные параметры, а только те, которые доступны для измерения.

Пример. Рассмотрим построение графа причинно-следственных связей и использование его для определения объема диагностических параметров масляной системы авиационного, конвертированного в судовой ГТД со свободной силовой турбиной (рис. 168).

При работе двигателя масло из цистерны поступает на вход к нагнетающему насосу /7, который создает давление до $3,5 \pm 0,5 \cdot 10^5$ кПа и направляет поток масла к фильтру. После фильтра масло проходит запорный клапан и идет по трем направлениям:

внутреннему каналу корпуса нагнетающего насоса к редукционному клапану; внутренним каналам в корпусе нагнетающего насоса через жиклер, ограничивающий расход масла, к каналу на смазывание и охлаждение деталей коробки приводов и роликового подшипника ротора компрессора;

трубопроводу на смазывание и охлаждение деталей опор турбокомпрессора и свободной турбины.

Расход масла на смазывание каждой опоры двигателя зависит от механических и тепловых нагрузок, воспринимаемых опорой, и определяется площадью проходного сечения масляных форсунок.

Отработанное масло после смазывания деталей коробки приводов забирается откачивающим насосом и направляется в общую магистраль откачки масла из двигателя. Отработанное горячее масло от всех опор и зубчатых передач самотеком сливается в откачивающие насосы. Объемная подача каждого насоса соответствует подаче масла через опору, из которой производится его откачка. Далее масло, ста-чиваемое всеми насосами, объединяется в поток и, пройдя запорный клапан в внешнем трубопроводе, направляется в холодильник, из которого затем следует в цистерну.

Для построения модели двигателя в виде графа причинно-следственных связей выберем следующие события: температуру масла на выходе $T^0 > T_{\text{max}}$; давление

В одиночных неисправностях объекта

	y_i	y_i	y_i	y_8^2	y_1^3	y_8^4	y_1^5	y_8^6	y_1^7	y_8^8	y_1^9	y_8^{10}	y_1^{11}	y_8^{12}	y_1^{13}	y_8^{14}	y_1^{15}	y_8^{16}	y_1^{17}	y_8^{18}	y_1^{19}			
2*	z_2^3	z_3^3	z_1^4	z_2^6	z_3^6	z_1^7	z_2^7	z_3^7	z_1^8	z_2^8	z_3^8	z_1^9	z_2^9	z_3^9	z_1^{10}	z_2^{10}	z_3^{10}	z_1^{11}	z_2^{11}	z_3^{11}	z_1^{12}	z_2^{12}	z_3^{12}	
1	0	0	0	1	1	1	1	1	0	1	1	0	1	0	1	0	1	1	0	1	1	0	1	0
0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	0	1	1	0	1	0
1	0	0	0	1	1	1	1	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	0	0	0	1	0	0
1	0	0	0	1	1	1	1	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	0	0	0	1	0	0
1	0	0	0	1	1	1	1	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	1	0	1	0	1	1	0	0	0	1	0	0

*масла после насоса $p_m < p_{\text{min}}$; уровень масла в цистерне $V_m < V_{\text{min}}$; качество масла K_m соответствующее условию $K_m < K_{\text{min}}$; неудовлетворительную работу холодильника $B_{\text{ре}}$. Перечисленные события можно принять за вершины графа.

Причинно-следственные связи между wybranными событиями определяются следующим. Превышение температуры масла на выходе из двигателя может быть

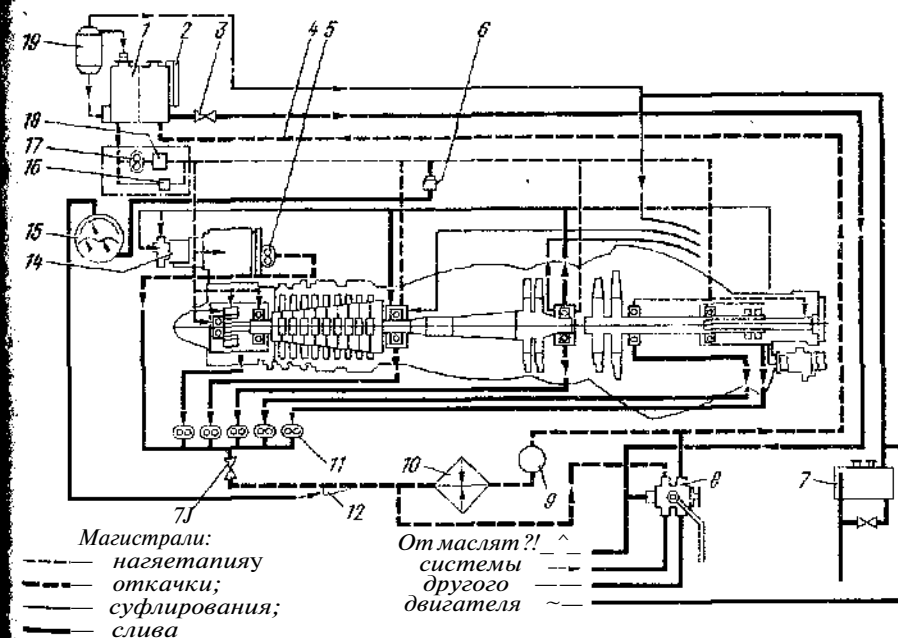


Рис. 168. Схема масляной системы ГТД:

1-цистерна; 2-масленое стекло; 3-кран для слива масла из цистерны; 4-каналы для подачи масла к опоре; 5-насос для откачки масла из коробки приводов; 6-датчик давления масла; 7-дренажный бак; 8-блок сливных кранов; 9-терморегулятор; 10-масляный холодильник; 11-откачивающий масляный насос; 12-приемник замера температуры масла; 13-запорный клапан; 14-центробежный суфлер; 15-измеритель давления и температуры масла в двигателе; 16-редукционный клапан; 17-главный масляный насос; 18-сетчатый фильтр; У-расширительный бачок

вызвано ненормальной работой холодильника или недостаточным давлением масла в системе. Причинами понижения давления масла в системе могут быть недостаточный уровень масла в цистерне и ухудшение качества масла, выражающееся в уменьшении его кинематической вязкости.

Схема полученного графа причинно-следственных связей дана на рис. 169, а. Вершины графа показаны прямоугольниками с обозначениями событий. Дуги причинно-следственных связей между вершинами графа обозначены символами z_j .

Основными конкретными неисправностями смазочной системы двигателя в условиях эксплуатации являются:

засорение фильтра тонкой очистки масла механическими примесями, частицами нагара или другими продуктами коксования масла;

подсос воздуха через негерметичные соединения на линии цистерна-главный масляный насос. В этом случае при неработающем двигателе в месте нарушения герметичности возможно подтекание масла;

недостаточное количество масла в цистерне вследствие утечек или его большого расхода при работе двигателя;

уменьшение вязкости масла вследствие его перегрева или изменения химического состава. При этом количество масла, поступающего в двигатель, увеличивается, смазывающая его способность ухудшается и не обеспечивается нормальная смазка трущихся поверхностей;

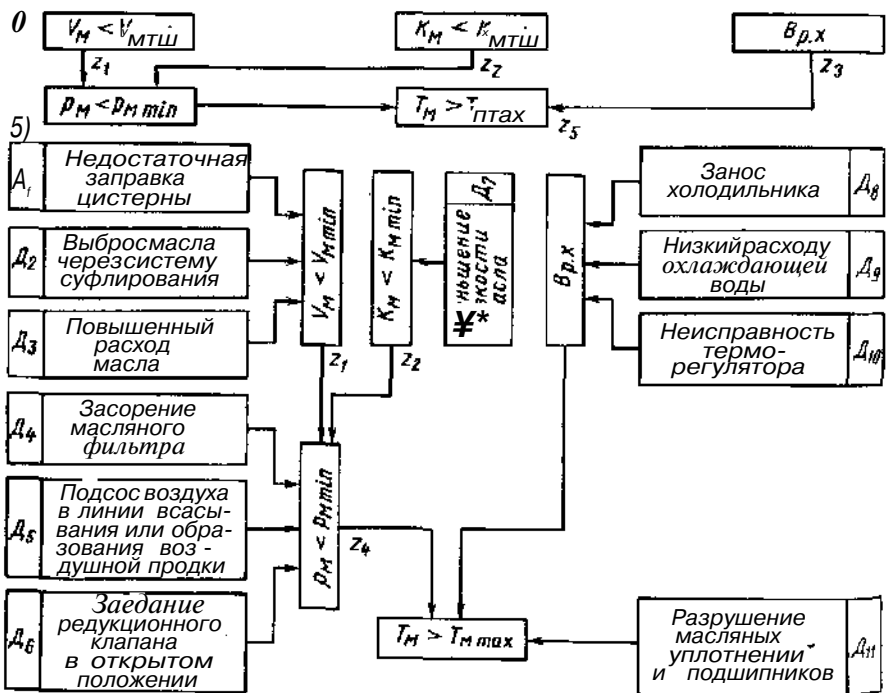


Рис. 169. Граф причинно-следственных связей анализа работы масляной системы ГТД:

а-схема графа причинно-следственных связей; б-граф причинно-следственных связей с неисправностями; K_M и $K_M \min$ -соответственно текущий и минимальный уровень масла в цистерне; K_M и $K_M \min$ -соответственно текущее и неудовлетворительное качество масла; V_M и $V_M \min$ -соответственно текущее и минимальное давление на нагнетании насоса; T_M и $T_M \max$ -соответственно текущая и максимальная температура масла на выходе из двигателя; B.p.x - неудовлетворительная работа холодильника

заедание редукционного клапана в открытом положении. При этом давление масла на режиме полного хода может сохраняться в допустимых пределах, но при переходе на режим среднего или малого хода может резко уменьшаться, так как через клапан масло непрерывно перепускается из линии нагнетателя обратно на вход в насос;

образование воздушной пробки в трубопроводе подвода масла к нагнетающему насосу или закупорка суфлирующей трубки цистерны. Как показывает опыт эксплуатации, воздушная пробка на входе в нагнетающий насос образуется при длительной стоянке двигателя, после замены масла в системе, после съёмки масляного фильтра, при заедании в открытом положении запорного клапана и при работе двигателя с недостаточным количеством масла в цистерне;

засорение масляного холодильника по водяной стороне; недостаточный расход охлаждающей заборной воды через холодильник; неисправность терморегулятора, т.е. регулятор перепускает масло мимо холодильника в цистерну;

утечка масла во внешних соединениях маслопроводов и агрегатов системы; выброс масла из системы суфлирования. Выброс масла может происходить вследствие попадания воды в масло, изменения химического состава масла, прорыва воздуха и газов внутрь масляных полостей из-за разрушения уплотнений или загрязнения жиклеров системы суфлирования предмасляных полостей. В отдельных случаях выброс масла может быть вызван неисправностью холодильника или откачивающего насоса;

повышенный расход масла из-за его проникновения в газозвушной поток двигателя вследствие изнашивания уплотнений масляных полостей или загрязнения жиклеров системы суфлирования. При сгорании масла в газозвушном потоке на деталях проточной части двигателя образуется значительный слой нагара, который ухудшает охлаждение деталей и может вызвать их перегрев.

Приведенный перечень неисправностей составлен на основе опыта эксплуатации ГТД в авиации на протяжении нескольких лет. Для решения поставленной задачи приведенный перечень неисправностей необходимо наложить на граф причинно-следственных связей. Это делают путем рассмотрения каждой неисправности из перечня (как причины) и определения вызываемых этой неисправностью событий (как следствие) из числа включенных в граф причинно-следственных связей.

На рис. 169, б приведен такой граф с неисправностями, которые указаны в прямоугольниках и обозначены символами D_j , где $j = 1, 2, \dots, 11$. Дуги, исходящие из прямоугольников, заходят на вершины, являющиеся следствием возникновения неисправностей. Граф целесообразно анализировать путем построения таблицы функций неисправностей, столбцы которой представляют собой неисправное состояние D_j , наложенное на граф (включая исправное состояние /), а строки-выходы z_j графа, различающие неисправности (табл. 13).

Анализ графа причинно-следственной связи с наложенными неисправностями и таблицы функций неисправностей показывают, что для определения работоспособности и правильности функционирования масляной системы в эксплуатации достаточно контролировать температуру масла на выходе из двигателя и давление за нагнетающим насосом.

Однако такой контроль недостаточен для проверки исправности и выявления дефектов масляной системы на ранней стадии их развития. Так, разрушение масляных уплотнений и подшипников вызывает повышение температуры масла только

Таблица 13

z_j	Неисправности											
	/	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	D_8	D_9	D_{10}	D_{11}
z_1	0	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
z_2	0	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
z_3	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0
z_4	0	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
z_5	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

в состоянии, предшествующем отказу узла, уменьшение давления при значительном расходе масла компенсируется работой редукционного клапана и проявляется при разрыве масляной струи, т.е. при отказе системы, и т.п. Необходимо внедрять дополнительные источники информации для решения всех задач диагностирования.

Функциональная граф-модель является частным случаем топологической модели. Здесь функциональная модель трансформируется в ориентированный граф $G(X, U)$ при некоторых условиях, а именно:

функциональные элементы соответствуют множеству вершин графа A , а взаимосвязи между ними - множеству дуг, ребер графа U ;

каждый функциональный элемент и диагностический параметр представляется в виде вершин графа, а зависимость между работоспособностью элементов и диагностическими параметрами-дугами графа;

вершинам графа соответствуют контролируемые параметры, а их зависимостям-дуги графа.

Аналитически граф-модель сложного объекта задается:

конечным множеством элементов и диагностических параметров, образующих множество вершин граф-модели

$$X = \{x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n\}; \quad (204)$$

конечным множеством связей между элементами и параметрами. Связи образуют множество дуг (ребер) граф-модели

$$U = \{U_1, U_2, \dots, U_n, \dots, U_m\}, \text{ причем } x_i \Gamma U_j \Phi \theta; \quad (205)$$

трехместным предикатом

$$P(x_i, u_j, x_k); x_i, XjEx; u_ksu; \quad (206)$$

высказывательными формами

$$\left. \begin{aligned} \forall x [P(x_i, u_k, x_j)] \rightarrow [P(x_i, u_l, x_j)]; \\ \exists x P(x_i, u_l, x_j). \end{aligned} \right\} \quad (207)$$

В приведенных формулах: \forall_x -знак квантора общности («для всех x »); Π -знак пересечения; \emptyset -знак пустого множества; ϵ -знак принадлежности («элемент x принадлежит множеству $*$ »); \exists_x -знак квантора существования.

Множество вершин графа в общем виде

$$X = K \vee H \vee P \vee J \vee B \vee C, \quad (208)$$

где K -подмножество входных внешних параметров; H -подмножество характеристик процесса; P -подмножество диагностических параметров процессов; B -подмножество параметров сопутствующих процессов; C -подмножество структурных параметров; J -знак объединения.

Подмножества H, P, B образуют подмножество выходных диагностических параметров

$$M = H \vee P \vee B. \quad (209)$$

Входными параметрами называются параметры других объектов или внешней среды, воздействующие на исследуемый объект и поддающиеся закономерному изменению.

Характеристиками процесса являются те основные функции и результаты процесса функционирования объекта, для реализации которых он создан (мощность, угловая скорость и т.п.).

Диагностические параметры процессов - это характеристики подпроцессов, составляющих основной процесс функционирования объекта (давление, температура, расход, степень сжатия и др.).

Параметрами сопутствующих процессов являются параметры, не участвующие в реализации главного процесса и представляющие собой побочные явления (нагрев деталей, шум, вибрации и т.п.).

Структурные параметры - это физические, химические, электрические или геометрические свойства элементов объекта.

Дуги (ребра) граф-модели представляют собой как известные количественные (аналитические, графические, информационные, статистические и др.) соотношения, так и качественные зависимости между параметрами объекта.

Построению граф-модели объекта должны предшествовать два предварительных этапа.

1. Создание содержательного описания, которое в словесной форме несет сведения о физической природе, качественных и количественных характеристиках элементарных процессов, степени и характере взаимодействия между элементами, месте и значимости каждого элементарного процесса в общем процессе функционирования объекта и т.д. Таким образом, содержательное описание есть концентрация всей информации о составе и функционировании объекта.

2. Установление множеств вершин X и дуг U графа. Чисто формальных методов выбора элементов указанных множеств не существует. Поэтому их выбирают в зависимости от характера решаемой задачи и количества предварительной информации об объекте.

Объем диагностических параметров для объекта, заданного граф-моделью, определяют путем нахождения минимальных внешнеустойчивых подмножеств (МВУТ) вершин граф-модели по формализованным логическим и алгебраическим алгоритмам. В основу логического алгоритма положено сопоставление конъюнктивной нормальной формы (КНФ) и дизъюнктивной нормальной формы (ДНФ), что дает возможность найти все семейство МВУП. Однако при числе вершин графа более 30-40 необходимо выполнить большое число логических действий, что вынуждает отказаться от использования этого алгоритма даже при наличии ЭВМ.

Так, число простых элементов ДНФ для граф-модели карбюраторного ДВС с 93 вершинами и 170 дугами составляет 3-Ю³.

Более просто решается задача нахождения минимизированных ВУП (МЗ ВУП), которые не являются минимальными, но весьма близки к ним. Для нахождения МЗ ВУП предложен ряд алгоритмов: эвристический, голосования, выбора, алгебраического анализа структуры граф-модели, учета весов и дуг граф-модели, упрощения исходной граф-модели. Учитывая то обстоятельство, что МЗ ВУП определяют минимизированную совокупность диагностических параметров лишь в первом приближении, для их

нахождения в зависимости от структуры граф-модели можно использовать любой из перечисленных алгоритмов.

Для окончательного выбора объема диагностических параметров разрабатывают таблицу состояний, которая определяет соответствие между отказами, неисправностями объекта диагностирования и отклонениями параметров.

Для построения таблицы состояний должно быть задано: множество попарно различных состояний объекта $S = \{s^i\}$ ($i = 1, 2, \dots, n$), причем каждому состоянию объекта соответствуют одна неисправность или некоторая их комбинация либо отсутствие неисправностей;

множество результатов $A = \{ay\}$ проверок;

множество попарно различных проверок $\Pi = \{Я/\}$ ($j = 1, 2, \dots, u$);

множество $г$ всех возможных сочетаний $\{s, F/j, \&\}$, где $S_{jес}$, $\Pi \wedge \Pi$, $a \in E$, причем каждой паре $\{s, f/j\}$ в множестве $г$ поставлен в соответствие один и только один элемент из множества A . Это означает, что при данном состоянии s - объекта результат данной проверки T/j определяется однозначно. Предполагается, что за время, необходимое для выполнения всех проверок из $Я$, объект диагностики не может перейти из одного состояния в другое.

При таких допущениях диагностирование объекта сводится к определению его состояния по результатам, полученным при поочередном выполнении всех проверок.

Пример. На рис. 170 представлена упрощенная функциональная граф-модель главного судового малооборотного двигателя типа 6ДКРН74/160-2. При ее построении учитывались элементы и параметры двигателя (вершины граф-модели), оказывающие наиболее существенное влияние на его работоспособность. Дуги граф-модели представляют собой наиболее существенные связи между указанными параметрами.

Выполненные на основе логического алгоритма расчеты показывают, что наиболее информативным является МВУП, состоящее из вершин-параметров: среднее индикаторное давление p_i ; максимальное давление горения p_z ; угловая скорость вала ω двигателя; удельный индикаторный расход топлива d_i ; температура горения T_2 ; давление сжатия p_c ; угловая скорость ГТН ω^* ; температура продувочного воздуха T_3 ; разность давлений продувочного воздуха $\Delta p_{пр}$ на входе в воздухоохладитель и на выходе из него; разность температур $\Delta T_{пр}$ продувочного воздуха и охлаждающей воды на выходе из воздухоохладителя; разность температур ΔT^* циркуляционного масла на входе в двигатель и на выходе из него; плотность V масляных паров в картере; температура T_n подшипников ГТН. Такие параметры, как давление продувочного воздуха $p_{пр}$, температура в конце сжатия T_c , температура газов за цилиндром $T_{гз}$, суммарный коэффициент избытка воздуха a_s в МВУП не вошли и в дальнейшем не рассматриваются.

Анализ параметров, входящих в МВУП, по таблице состояний позволяет выбрать их в качестве диагностических.

Использование аналитической и инженерно-логической форм представления объектов диагностирования для судовых энергомеханических систем с целью определения оптимального объема диагностических параметров представляется пока затруднительным по ряду причин.

¹ Цитировано из статьи Г.Г.Грица и др. Диагностические параметры главных судовых малооборотных дизелей.-Тр. ЦНИИМФ, 1973, вып. 174, 81-84. 264

Причинами затруднительного использования аналитических моделей являются:

отсутствие полного состава математических уравнений, описывающих процесс функционирования судовых технических устройств;

отсутствие систематизированных статистических данных по первопричинам аварий, что существенно усложняет объективный анализ опыта эксплуатации объектов;

отсутствие достаточного количества экспериментальных исследований, приближенных к эксплуатационным условиям работы технологического оборудования и позволяющих определить степень корреляционной связи диагностических параметров с первопричинами аварий и отказов.

Метод инженерно-логического анализа используется в основном для диагностирования радиотехнических, электронных и электротехнических систем, осуществляющих преобразование непрерывных сигналов. Использование этих моделей для диагностирования механических систем связано с рядом значительных затруднений:

в механических системах недопустимая реакция одного или нескольких элементов не влечет за собой недопустимую реакцию связанных с ними других элементов;

физические элементы (детали) механических систем, как правило, обла- дают сложными реакциями и разделение объекта на функциональные эле-

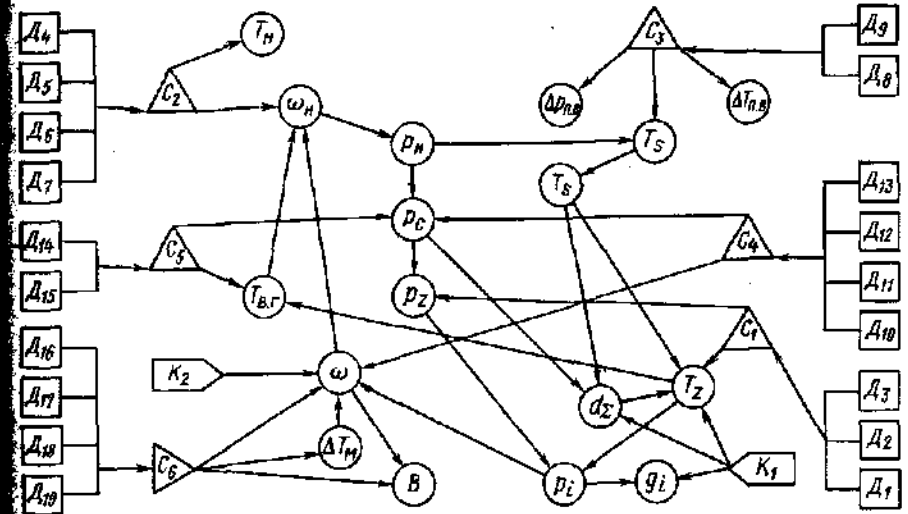


Рис. 170. Функциональная граф-модель двигателя 6ДКРН74/160-2:

δ - цикловая подача топлива; K_1, K_2 - сопротивление движению судна. Техническое состояние: C_1 - топливной аппаратуры; θ - газотурбоагрегата; C_2 - воздухоохладителя; C_3 - ЦПГ; C_4 - выпускного клапана с приводом; C_5 - подшипников механизма движения и коленчатого вала. Неисправности: D_1 - форсунки; D_2 - топливного насоса; D_3 - привода топливного насоса; D_4 - гурбинь ГТН; D_5 - компрессора ГТН; D_6 - лабиринтовых уплотнений ГТН; D_7 - подшипников ГТН; D_8 - воздухоохладителя со стороны воздуха (занос); D_9 - воздухоохладителя со стороны воды (занос); D_{10} - поршня с поршневыми кольцами; D_{11} - втулки цилиндра; D_{12} - крышки цилиндра; D_{13} - продувочных окон втулки цилиндра (занос); D_{14} - выпускного клапана; D_{15} - привода выпускного клапана; D_{16} - рамовых подшипников; D_{17} - мотылевых подшипников; D_{18} - головных подшипников; D_{19} - коленчатого вала

менты с одним выходным сигналом приводит к чрезвычайно сложным функциональным схемам;

для резервированных объектов функциональная модель может быть построена только путем отбрасывания резервных элементов;

отказы функциональных элементов, охваченных обратной связью, не различаются. Для того чтобы устранить эту неразличимость, объект необходимо диагностировать при разорванной цепи обратной связи, что в механических системах не всегда осуществимо.

Изложенные обстоятельства затрудняют использование аналогичных функциональных и логических моделей для представления энергетических систем, хотя существенным достоинством указанных моделей является строгость математической постановки задачи их построения. В настоящее время разработан ряд аналитических моделей ДВС для исследования с помощью ЭЦВМ различных задач, в том числе задач диагностирования.

Для исследования объема диагностических параметров таких сложных энергомеханических систем, как судовые дизельная и газотурбинная установки, можно рекомендовать граф-модель функционирования, при построении которой не накладываются ограничения на число выходных сигналов ее элементов и не требуется обязательной взаимозависимости реакций взаимосвязанных элементов. Вследствие этого число элементов и связей граф-модели объекта значительно меньше числа элементов и связей функциональной или логической модели того же объекта. Граф-модельное представление объекта диагностирования более наглядно, так как вершины граф-модели представляют собой логические элементы объекта, а другие его входные и выходные величины. В функциональных и логических моделях их первичные функциональные элементы далеко не всегда соответствуют физическим элементам исследуемых объектов.

§ 72. МЕТОДЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ

Техническая диагностика сложных объектов — новый, быстро развивающийся раздел машиностроения. Как научная дисциплина диагностика родилась на стыке разных научных дисциплин, среди которых важную роль играют термодинамика, математическая логика, гармонический анализ, виброакустика, рентгенография, психология. Вполне естественно, что она использует наиболее приемлемые методы стыковых наук:

- контроль параметров рабочего процесса;
- математическое моделирование;
- дефектоскопию (рентгенографию, метод радиоактивных изотопов и др.);
- измерение контактных давлений и пластических деформаций;
- термическую индикацию неисправностей;
- визуальную диагностику с помощью бороскопов и зондов со световодами;
- ароматическую диагностику (появление сильных специфических запахов, свидетельствующих о той или иной неисправности и механизме..*);
- спектральный анализ смазочного масла;
- виброакустическую диагностику;

измерение электрического сопротивления контактирующих поверхностей;

- анализ состава отходящих юзов;
- интроскопию.

Рассмотрим основные методы, которые могут найти применение при диагностировании судовых энергетических установок.

Контроль параметров рабочего процесса можно использовать для обнаружения дефектов в технических системах и для прогнозирования изменения их состояния; метод базируется на данных контроля, регистрации и последующей обработки параметров объекта и используемых сред. Такой метод получил название *параметрической диагностики*.

Основу метода составляет расчет термодинамических характеристик двигателей и их узлов по приведенным значениям определенных измеряемых параметров и последующее сопоставление результатов расчета с номинальными характеристиками объекта, полученными при стендовых, ходовых или теплотехнических испытаниях. Отклонение эксплуатационных значений выходных параметров при сохранении постоянной нагрузки и внешних параметров (состояния корпуса судна, осадки, глубины под килем, метеорологических условий) от номинальных характеристик свидетельствует об изменении технического состояния элементов двигателя, формирующих данный параметр.

Эффективность метода параметрической диагностики зависит от правильности выбора исходных данных, а также от совершенства диагностической логики, используемой для их обработки. Практическое внедрение метода связано с разработкой алгоритмов расчета выходных параметров и созданием вычислительных средств, способных реализовать данные алгоритмы с необходимой быстротой и точностью.

К недостаткам метода следует отнести необходимость учета влияния на выходные параметры изменений режима работы двигателей и внешних условий. Изменение климатических условий (температуры, давления и влажности наружного воздуха, температуры забортной воды) может быть учтено формулами приведения. Приведение измеренных при эксплуатации объекта значений параметров к остальным внешним условиям может быть осуществлено методом эталонного параметра.

Виброакустический метод основан на анализе упругих колебаний сопряженных деталей механизма. Вибрация возникает при появлении неуравновешенных сил, действующих периодически, поэтому факт возникновения или усиления вибрации является важным симптомом диагностики состояния механических систем.

Вибрационный анализ является важным средством быстрого и точного определения зарождающейся неисправности. Анализ состоит в сопоставлении характеристик вибрации эксплуатируемого объекта с характеристиками этого же объекта, полученными при вводе его в эксплуатацию или после ремонта. В технической диагностике эталонные характеристики играют роль системы отсчета и потому всегда необходимы.

Наблюдения за вибрацией преследуют две основные цели: оценку общего состояния механической системы и индикацию ее критического состояния для предотвращения поломки. Система последовательно полученных оценок состояния служит основой для прогнозирования.

В самом общем случае методы контроля вибрации включают контроль ее энергетических характеристик (перемещений, скоростей и ускорений) и спектрально-акустический анализ, посредством которого определяют изменение амплитуд вибрации в широком диапазоне частот. Первый метод характеризует общее состояние агрегата и постепенное его «старение», второй позволяет уточнить место и характер возникшего нарушения.

Вибрация сопровождается структурными шумами, возникающими в материале элементов машин. Эти шумы также являются носителями информации о техническом состоянии машин и могут быть использованы в качестве акустических сигналов.

Ввиду таких преимуществ, как полнота сведений о состоянии элементов механизма, малое число используемых датчиков и быстрдействие, вибро-акустическому методу контроля уделяется серьезное внимание в различных областях техники. Однако широкому внедрению вибро-акустического метода пока препятствует необходимость выполнения большого объема экспериментальных работ по тарировке аппаратуры контроля. На судах объем этих работ еще больше из-за постоянно изменяющихся внешних условий.

Ускоренное разрушение поверхности сопряженных элементов, омываемых маслом, сопровождается накоплением продуктов износа в потоке масла. Этот принцип заложен в основу *метода спектрального контроля* смазочного масла, обладающего высокой чувствительностью и высокой информационной ценностью. Спектральный контроль осуществляется разными способами: спектрографическим анализом смазочного масла, проверкой наличия примесей с помощью сигнализаторов, встроенных в масляную магистраль, осмотром магнитных детекторов стружки и фильтров.

Спектрографический анализ позволяет с большой точностью определять количество любых содержащихся в работавшем масле химических элементов. Определив содержание в работавшем масле характерного для материала детали химического элемента, можно определить износ детали. Таким образом, спектральный анализ позволяет раздельно оценивать износ различных элементов механизма, для чего достаточно знать химический состав материалов изнашиваемых деталей. Для выполнения спектрографического анализа масла в СССР разработан ряд спектрографов и установок с фотоэлектрической регистрацией спектра (ДВС-1; ДФС-31; МФС-2), обладающих высокой точностью и быстрдействием.

Метод контроля смазочного масла пока еще недостаточно эффективен ввиду следующего обстоятельства. Для обнаружения в масле стружки периодически осматривают магнитные детекторы и масляные фильтры, установленные в масляной магистрали и улавливающие стружку, либо выявляют изменения химических и физических характеристик масла посредством периодического спектрографического анализа его проб. Однако стружка часто попадает в масло в результате недостаточно тщательной промывки и очистки деталей механизма или вследствие их нормально протекающей приработки. Кроме того, ввиду периодичности операций осмотра фильтров и магнитных детекторов стружки можно лишь предположительно судить о повреждении деталей или обнаружить его, когда повреждение уже стало значительным.

Что касается выявления изменений химических или физических характе-

ристик масла, то оно связано со сравнительно сложными исследованиями специально оборудованных береговых лабораториях и требует периодического отбора проб из масляной системы. В этой связи наиболее целесообразно использовать сигнализаторы наличия примесей в масле, встроенные в смазочную систему и работающие непрерывно. Действие таких сигнализаторов основано на принципе рассеивания инфракрасного излучения и использования характеристик пропускания света маслом.

Рентгенографический метод используют для определения технического состояния наиболее важных узлов турбомашин (направляющих сопловых лопаток турбин, камер сгорания, топливных форсунок). Он позволяет с высокой точностью определить такие неисправности, как наличие и размеры трещин в лопатках, коробление выходных кромок лопаток, целостность сварки отдельных сегментов сопловых лопаток.

Возможность применения рентгенографического метода зависит от конструктивных особенностей двигателя. Чтобы можно было использовать этот метод, надо предусмотреть следующее:

район вдоль оси двигателя должен быть доступен для введения источника излучения;

поверхность корпусов двигателя должна быть свободной для размещения пленки;

двигатель должен быть пригоден для рентгенографического обследования, т.е. требуется получение четких снимков интересующих узлов.

Рентгенографический контроль состояния двигателя может производиться при его периодических осмотрах или по мере необходимости. Его результаты служат основой для принятия решений о проведении ремонта. Анализ тенденций развития дефектов по результатам последовательных рентгенограмм конкретных узлов двигателя позволяет найти скорость разрушений и определить, сколько времени двигатель еще будет пригоден для эксплуатации.

К недостаткам рентгенографического метода относят ограниченность его использования для судовых двигателей, громоздкость аппаратуры, невозможность применить его на функционирующем объекте.

Визуальный метод контроля с помощью бороскопов и зондов со световодами получил широкое распространение для диагностирования турбомашин, так как он позволяет проводить непрерывный осмотр труднодоступных и быстровращающихся узлов и деталей (рабочих сопловых и направляющих лопаток турбин и компрессоров, жаровых труб и фронтальной части камеры сгорания, топливных форсунок). Визуальным осмотром обнаруживают начальные стадии разрушения деталей двигателя и определяют момент времени, к которому разрушение достигает опасного значения. При этом необходимо обеспечить хранение и сравнение данных, получаемых посредством последовательных осмотров бороско-

Пом.

Статистические данные можно собирать фотографированием или посредством использования телевизионной регистрирующей системы совместно с бороскопом. Для контроля турбомашин с помощью бороскопа надо, чтобы было отверстие для ввода прибора. Эффективность осмотров турбомашин с помощью бороскопа зависит от его разрешающей способности.

Таблица 14

Системы и узлы двигателя	Способы диагностирования
Газовоздушный тракт	Контроль аэродинамических характеристик
Вращающиеся лопатки	Контроль посредством бороскопа
Направляющие »	Рентгенография
Камера сгорания	» и контроль посредством бороскопа
Топливные форсунки	То же
Подшипники шестерен и насосы	Анализ вибраций
Элементы, омываемые маслом	Контроль масла, применение детекторов стружки
Масляная система	Контроль параметров
Вращающиеся узлы	» вибраций за один оборот и конструктивных повреждений посторонними предметами

Рассмотренные методы контроля и диагностирования составляют базу для создания автоматических систем технической диагностики. Разработка таких систем на основе какого-либо одного метода нецелесообразна, так как отдельные неисправности можно легко обнаруживать одним способом, в то время как их определение другими способами затруднительно. Например, загрязнение воздухоохладителя по воздушной стороне легко обнаруживается по перепаду в нем давления воздуха; определение же этой неисправности вибро-акустическим методом чрезвычайно сложно. Наоборот, дисбаланс ротора турбокомпрессора легко обнаруживается вибро-акустическим методом, но трудно поддается определению параметрическим методом.

Методы и средства диагностирования надо подбирать, соотнося их с конструкцией объекта. В качестве примера можно привести такой подбор диагностирования газотурбинного двигателя CF6 (табл. 14).

Внедрение перспективных методов и средств диагностирования требует повышения контролеспособности продукции. При создании нового двигателя надо одновременно разрабатывать и устройства для его диагностирования.

§ 73. СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Работы по созданию автоматизированных средств технического диагностирования начались давно. Еще в 30-е годы фирмой «Зульцер» (Швейцария) была исследована возможность измерения давления в межкольцевом пространстве с целью контроля состояния поршневых колец. Однако формирование технической диагностики относится к концу 60-х-началу 70-х годов.

Норвежский институт исследования судов совместно с другими норвежскими фирмами и организациями создал в конце 60-х годов экспериментальные образцы СТД «Предикат-1» и «Предикат-П».

СТД «Предикат-1». В системе технической диагностики, осуществляющей текущий контроль состояния элементов ЦПГ и системы воздухопоснаб-

жения наряду с приборами обычной системы контроля была использована аппаратура контроля гермоупругости цилиндра и функционирования поршневых колец во время работы дизеля. Диагностирование проводилось «вручную» по номограммам, устанавливающим функциональную связь между контролируемыми параметрами и техническим состоянием диагностируемых элементов.

СТД «Предикат-Н». Эта система явилась дальнейшим развитием СТД «Предикат-1». Применение в СТД «Предикат-Н» датчиков для измерения давления газов в цилиндре и давления впрыскиваемого топлива, контроль технического состояния элементов ЦПГ, качества рабочего процесса позволили охватить диагностированием топливную аппаратуру дизеля. Для автоматического сбора информации и обработки измеренных данных в систему была включена миниЭРМ.

В основу диагностирования положен параметрический метод. Текущее значение диагностического параметра сравнивается с эталонным. За эталонное принимают теоретическое значение параметра, которое должно быть при данной нагрузке и совокупности внешних условий. Появившаяся разность между текущим значением параметра и эталонным свидетельствует об изменении технического состояния диагностируемого элемента. Для вычисления эталонных значений используют специально разработанные математические модели [37]. Вот некоторые из них:

температура цилиндровой крышки и втулки

$$T_{\text{гт}} = c + c_1 n^{0.2} s^2 p_{\text{г}}^{0.3} m^{0.4} >$$

падение давления воздуха на воздухоохладителе

$$\Delta p_{\text{зт}} = c_3 G_{\text{в}}^{0.5} (T_{\text{ср}}/p_{\text{в}});$$

коэффициент теплопередачи воздухоохладителя

$$K_{\text{зт}} = c_4 + \frac{c_5 G_{\text{в}}^{0.6} G_{\text{зв}}^{0.7}}{G_{\text{в}}^{0.6} + G_{\text{зв}}^{0.7}};$$

максимальное давление сгорания

$$p_{\text{гт}} = c_6 + c_7 (p_{\text{г}}(0))^2;$$

максимальное давление впрыскивания топлива

$$p_{\text{гт}}^{\text{max}} = c_8 + c_9 \omega.$$

В приведенных формулах: c_1, c_2, \dots, c_9 и $a_{15}, a_{21}, \dots, a_{71}$ - постоянные величины, полученные в процессе испытания нового двигателя; $T_{\text{в}}^{\wedge}$ - среднее значение температуры воздуха на входе в воздухоохладитель и выходе из него; $p_{\text{в}}$ - давление воздуха после воздухоохладителя; $G_{\text{в}}$ - расход продувочного воздуха; $G_{\text{зв}}$ - расход охлаждающей воды через воздухоохладитель.

Положительные результаты эксплуатации СТД «Предикат-П» на двигателе «Гетаверкен» 850/1700 VGS = 9U мощностью 14 580 кВт при угловой скорости вала 192 с⁻¹, установленном на нефтерудозозе «Виана» дедвейтом 100000 т, позволили Норвежскому институту исследования судов разработать совместно с фирмой

«Норконтрол» промышленный образец СТД, получивший название «Дата Тренд». Первая такая СТД установлена на двигателе «Зульцер» танкера «Торсхолм» лед. вейтом 27900 т.

Система технической диагностики «Дата Тренд». Объем диагностических параметров, контролируемых системой, позволяет оценить техническое состояние и прогнозировать сроки технического обслуживания ИДП, турбокомпрессоров, воздухоохладителей, топливной аппаратуры и других элементов дизеля. Система действует на основе параметрического метода диагностики. В ней так же, как и в СТД «Предикат-П», диагностирование и прогнозирование осуществляются ЭЦВМ «Норд-10» по результатам сравнения текущего и эталонного значения диагностируемого параметра. Объем контролируемых параметров включает и ряд обобщенных параметров (коэффициент теплопередачи воздухоохладителя, к. п. д. компрессора и турбины нагнетателя и др.).

Экспериментальная система технической диагностики. В 1971 г. Норвежский Веритас предложил экспериментальную систему диагностирования для дизелей «Зульцер» типа RND, которая была установлена на танкере «Хёг Мультина» с главным двигателем мощностью 14950 кВт при угловой скорости $2,03 \text{ с}^{-1}$.

Она состоит из двух подсистем: оперативного контроля и прогнозирования технического обслуживания. Каждая подсистема имеет вычислительную машину.

Первая подсистема выполняет большое число функций как контроля, так и управления. По главному двигателю оперативный контроль осуществляется по общепринятым параметрам, а также:

• посредством определения технического состояния поршневых колец и их прилегания к втулке цилиндра;

• посредством определения износа втулки и наличия смазочного материала на зеркале втулки;

• расчетом длительности впрыскивания топлива и пауз между впрыскиваниями.

Вторая подсистема осуществляет прогнозирование технического состояния элементов и систем главного двигателя по результатам сравнения с эталонными данными, полученных оперативным контролем. В целях прогнозирования дополнительно выполняется:

• вычисление расхода воздуха через турбокомпрессор, к. п. д. компрессора и турбины, коэффициента теплопередачи воздухоохладителя и скорости воды в нем;

• контроль вибрации турбокомпрессора;

• контроль загрязнения окон втулки цилиндра;

• расчет теплонапряженности цилиндра и интенсивности изнашивания втулки;

• контроль качества рабочего процесса в цилиндре измерением и расчетом максимального давления сгорания, среднего индикаторного давления, индикаторной мощности цилиндра и скорости выделения теплоты.

Для контроля состояния поршневых колец в каждой втулке цилиндра устанавливаются два датчика (рис. 171). причем так, чтобы они проходили через тело втулки и их кончики находились на внутренней поверхности (чит* подлицо) втулки. Каждый датчик оснащен бронированным гибким кабе-

лем, который соединен с преобразователем сигнала, а последний соединен с электронно-лучевой трубкой и блоками прогнозирования.

Датчики-индуктивного типа. Каждый раз, когда поршневое кольцо проходит мимо датчика, магнитное поле меняется, производя электрический импульс в преобразователе сигнала. Этот импульс фильтруется и усиливается в преобразователе перед передачей на регистрацию и индикацию. На передней панели электронно-лучевой трубки расположен селекторный переключатель для выбора цилиндра для контроля. На экране дается картина импульсов, производимых кольцами, когда они проходят мимо датчиков. Амплитуда V и форма импульса дают представление о состоянии поршневого кольца. Импульсы с большей амплитудой V указывают на маленькое расстояние s между кольцом и втулкой, малая амплитуда импульса свидетельствует о большем расстоянии.

Контроль распределения длительности впрыскивания и пауз между впрыскиваниями топлива в цилиндр осуществляется с помощью индуктивных датчиков, установленных на форсунках. Датчик воспринимает скорость движения иглы форсунки и вырабатывает сигналы при открытии и закрытии иглы. Эти сигналы накладываются на сигналы верхней мертвой точки данного цилиндра, и с помощью кварцевых часов определяется время от открытия иглы до верхней мертвой точки и от верхней мертвой точки до закрытия иглы.

Тептонапряженность цилиндра оценивается по результатам измерения температуры втулки и крышки в районе предохранительного клапана. С этой целью в каждом цилиндре установлено по три датчика: один в предохранительном клапане и два во втулке. Один из датчиков температуры втулки установлен в сверлении на расстоянии 5 мм от рабочей поверхности, второй - заподлицо с этой поверхностью. Последний датчик

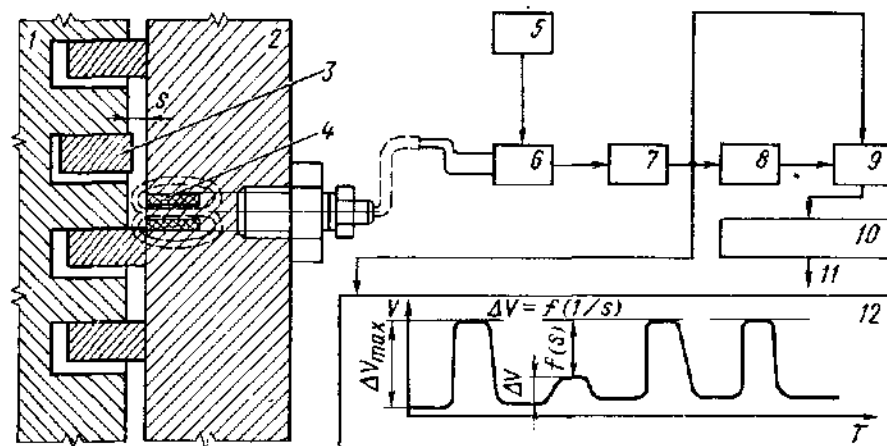


Рис. 171. Схема контроля состояния поршневых колец:

1 - поршень; 2 - втулка цилиндра; 3 - приоревшее поршневое кольцо; 4 - датчик; 5 - генератор; 6 - преобразователь сигнала; 7 - блок регистрации и хранения информации; 8 - запоминающее устройство; 9 - блок сравнения; 10 - двоичный счетчик числа колец с допустимым забором; 11 - экран информации для ЭЦВМ; 12 - средство представления информации; V - амплитуда сигнала; s - зазор между втулкой и кольцом

имеет высокую чувствительность и малую инерционность, он же используется как первичный источник информации для контроля изнашивания втулки.

Почти одновременно с появлением СТД «Дата Тренд» норвежская фирма «Аутроника» освоила серийное производство трех СТД целевого назначения. МД, NP и НК. Каждая из них выполняет одну локальную диагностическую функцию.

Система технической диагностики МД. Система измеряет температуру в двух диаметрально противоположных точках цилиндрической втулки под нижней кромкой верхнего поршневого кольца в в.м.т. поршня в точке, углубленной на 6 мм под внутреннюю поверхность втулки, и точке цилиндрической крышки, углубленной на 12-14 мм под поверхность, соприкасающуюся с камерой сгорания. Температура цилиндрической крышки измеряется для общей оценки теплового состояния цилиндра.

По температуре втулки оценивается интенсивность утечек газа из камеры сгорания. Измерение температуры по каждому каналу происходит автоматически через каждые 112,5 с. В течение этого времени измеряемое значение температуры удерживается в оперативном запоминающем устройстве и может быть вызвано оператором на показывающий прибор в качестве «мгновенного значения температуры». Кроме того, по каждому каналу система производит определение значений, полученных за 128 последовательных циклов измерений (за 4 ч). Определенные значения также хранятся в оперативных запоминающих устройствах и могут быть вызваны оператором в качестве «среднего за вахту значения температуры».

Система оборудована предупредительной сигнализацией. Тревожный сигнал появляется при достижении температурой максимальных значений (170°C для цилиндрических втулок и 350°C для цилиндрических крышек) с индикацией соответствующего канала. Включается сигнал с выдержкой времени, необходимой для предотвращения включений в результате кратковременных повышений температуры.

Оценка технического состояния ЦПГ производится по разности измеренного и эталонного значений температуры втулки. Эталонное значение температуры вычисляют по номограмме или карманным калькулятором с вычислительной программой, составленной по выражению (193).

Система технической диагностики NP. Она предназначена для контроля состояния и плотности прилегания поршневых колец к рабочей поверхности цилиндрической втулки в процессе работы двигателя. По аппаратурной реализации она подобна описанной выше (см. рис. 171). Здесь нет блоков 8-11 и вместо электронно-лучевой трубки используется осциллограф поршневых колец.

Система технической диагностики НК. Система предназначена для контроля рабочего процесса по давлению газов в каждом цилиндре дизеля. В системе используется переносный пьезоэлектрический датчик, устанавливаемый на индикаторном кране цилиндра. Датчик не предназначен для длительного использования, хотя в нем и предусмотрено принудительное охлаждение сжатым воздухом. Для выполнения процедуры измерения давления датчик вместе с гибким шлангом, по которому подводится охлаждающий воздух, переносят последовательно с одного цилиндра на другой.

274

Одновременно с выходными сигналами датчика логическая часть воспринимает сигналы о положении коленчатого вала, которые вырабатываются индукционным датчиком при прохождении мимо него штифтов диска, укрепленного на валопроводе. Сигналы о положении вала вырабатываются через каждые 12° угла поворота.

В результате обработки измеренных данных на цифровом табло по вызову оператора могут быть получены следующие параметры: давление в конце сжатия p_c ; максимальное давление сгорания p_s ; положение вала a_{pt} в момент достижения максимального давления сгорания p_s , которое выражается углом поворота, отсчитанным от верхней мертвой точки (в.м.т.); давление на линии расширения p^{*}_{36} (в точке, удаленной от в.м.т. на 36° угла поворота вала) и среднее индикаторное давление p_L . Кроме того, в системе НК имеется датчик с пружинной трубкой, измеряющий давление продувочного воздуха p^{\wedge} .

Сигналы датчика давления газов в цилиндре и сигналы датчика положения вала дизеля подаются также на экран осциллоскопа, где формируется диаграмма изменения давления в цилиндре в зависимости от угла поворота вала. Осциллоскоп является общим для систем NP и НК и имеет переключатель для подсоединения его к той или иной системе.

Информация, вырабатываемая системой НК, может быть использована следующим образом.

1. Измеренные параметры записывают в таблицу и вычисляют средние значения этих параметров по дизелю, а также их отклонения от среднего значения для каждого из цилиндров. По отклонениям p_c можно судить о равномерности распределения нагрузки по цилиндрам и в случае необходимости отрегулировать дизель. По отклонениям других параметров можно судить о появлении различных нарушений в работе дизеля.

Например, отклонение давления p_c от среднего значения может быть вызвано неплотностями выпускного или пускового клапана, прогаром днища поршня или значительным изнашиванием цилиндрической втулки; отклонение p_c может быть вызвано неисправностями топливной аппаратуры и т.п.

2. После регулировки дизеля и указанной предварительной проверки исправности его работы сравнивают текущее состояние дизеля с его исходным состоянием. Для этого используют графики зависимостей $p_c = f(p_i) \setminus P_c = f(Pa) > P_c - P_c = f(PiY, P^*36 = f(Pi)$ и $\langle x_{p_c} = f(pi) \rangle$ (рис. 172). Графики представляют собой зависимости, полученные при испытаниях «нового» двигателя, а также обозначены зоны отклонений от исходных значений на +5, -5 и -10%. На каждый из пяти названных графиков наносят точки, полученные в результате очередного «сеанса измерений» для каждого из цилиндров. Если эти точки располагаются в пределах допустимой зоны, состояние цилиндра оценивается как удовлетворительное. Если же для какого-либо из цилиндров точка на одном или нескольких графиках располагается за пределами допустимой зоны, это свидетельствует о наличии неисправности. Определяют характер неисправности (см. ниже).

3. По изменению параметров, измеряемых с помощью системы НК, могут быть выявлены следующие неисправности:

Д₁-плохое состояние поршневых колец или изнашивание цилиндрической втулки, повреждение днища поршня:

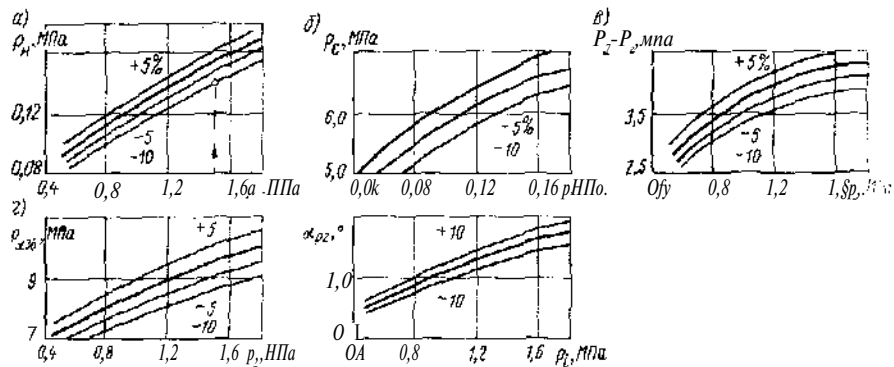


Рис. 172. Контрольные кривые:

а-зависимость давления наддува от среднего индикаторного давления; б-зависимость давления сжатия от давления наддува; в-зависимость $P_2 - P_2$ от среднего индикаторного давления; г-зависимость давления при 36 п.к.в. от p_1 ; д-зависимость угла поворота коленчатого вала при максимальном значении p_1 от p_1

D_2 -слишком позднее впрыскивание топлива;

D_3 -слишком раннее впрыскивание топлива;

D_4 -загрязнение или повреждение турбины и (или) компрессора ГТН;

D_5 -плохое распыливание топлива; закоксование или повреждение распылителя форсунки; изнашивание топливного насоса (низкое давление впрыскивания);

D_6 - ошибка в измерении p_c или p_n ;

D_7 -отложение кокса на сопловом аппарате турбины турбокомпрессора.

Вид неисправности определяют по диагностической таблице по «выбегам» параметров за пределы допустимой зоны на графиках исходных зависимостей (табл. 15).

Таблица 15

Наименование графика	Знак «выбега» параметра	Неисправность (обозначение по приведенному ранее перечню)						
		D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7
$P_n = \mathbf{bl}$	t							X
$P_c = \mathbf{AP}_n$	+							X
	-	X						
$P_2 = P_c = \mathbf{Lpr}$	+			X				
	-	X						
$P'_{36} = \mathbf{f}(p_1)$	+							X
	-	X						
$\alpha_{pg} = \mathbf{f}(p_1)$	+							X
	-	X						

Начиная с середины 70-х годов работы по созданию СТД ведутся в Советском Союзе и по, всеми крупнейшими зарубежными дизелестроительными фирмами.

В табл. 16 предстивлены наиболее местные системы технической диагностики для мало- и среднеоборотных дизелей.

Система технической диагностики «Сильдет-СМ». Эта система шведской фирмы АСЕА получила широкое распространение на транспортном флоте. Установлена она и на ряде отечественных судов: танкерах типа «Ашхабад» и учебно-производственном судне «Профессор Щеголев». Система предназначена для работы на двигателях с угловой скоростью от 1 до 6 с - она выполняет следующие функции:

контроль герметичности цилиндропоршневой группы по температуре рабочей поверхности и тела (на глубине 6 мм) цилиндрической втулки;

оперативный контроль качества рабочего процесса по давлению газов в цилиндре;

контроль состояния и прилегания к втулке поршневых колец, контроль изнашивания цилиндрической втулки.

В комплект СТД входит вспомогательная аппаратура для определения положения коленчатого вала. Температура на поверхности и в теле втулки измеряется хромель-алюмелевыми термопарами, объединенными в одном корпусе и установленными в сквозном сверлении втулки на уровне второго поршневого кольца в верхней мертвой точке поршня. Термопару, измеряющую температуру рабочей поверхности втулки («поверхностная» термопара), устанавливают заподлицо с зеркалом втулки. Она имеет особую конструкцию: хромелевый стержень, покрытый слоем изолирующего материала толщиной 0,02 мм, запрессован в алюмелевую втулку. Горячий спай ее образуется путем наволакивания металла, постоянно обновляющегося по мере изнашивания втулки. Толщина слоя очень мала, поэтому инерционность термопары позволяет измерить температуру поршневых колец в течение очень короткого времени их контакта с горячим спаем термопары.

Измеренные значения температур поверхности и тела втулки постоянно сравниваются между собой, а их разность используется как диагностический параметр. При нормальном состоянии двух верхних поршневых колец и втулки и при наличии смазки разность температур при прохождении колец мимо поверхностей термопары составляет 2-6°C. В случае возникновения сухого трения в цилиндре температура поршневых колец резко возрастает и разность достигает 150°C. В системе предусмотрены счетчики, ведущие подсчет случаев превышения разности температур 60°C. Если в течение 64 оборотов вала двигателя более 20 измерений будут иметь разность температур выше указанного значения, аварийно-предупредительная сигнализация оповещает об этом обслуживающий персонал с указанием номера цилиндра.

В системе предусмотрена также аварийно-предупредительная сигнализация по превышению температуры материала втулки, измеренной «глубинной» термопарой. Сигнализация срабатывает, когда температура втулки достигает 200°C. Предусмотрены также подсчет и индикация суммарного времени превышения температуры втулки 140°C с целью контроля протечек газов между втулкой и кольцами.

*

Система диагностики	Страна	Фирма	Характеристика дизеля		Диагностируемые элементы							
			Тип	Номинальная мощность, кВт	Номинальная частота вращения, об/мин	ГТН	СВС	ЦПГ	Рабочий процесс	Температура		
«Дата Трейд»	Швеция	«Норконтрол»	Зульцер RCO90	12 795	1 1/2	+	+	+	+	+	+	+
М.Н.К.	»	«Ауто-ника»	6ДКРН74/4 K870/120E	7 795 8 235	1 0	+	+	+	+	+	+	+
«Сильдет»	Швеция	АСЕА	6ДКРН74/Е	7 795	1 0	+	+	+	+	+	+	+
ДЕТС	Норвегия	«Норконтрол»	6RND90	7 795	1 1/2	+	+	+	+	+	+	+
СС-10	Дания	«Бурмейстер и Вайн»	5ДКРН64/140-3	485	1 0	+	+	+	+	+	+	+
ЗИПВА	Швейцария	«Зульцер»	8RND68	8 825	1 22							
БЕДС	»	»	»	»	»							
Д	»	»	»	»	»							
Комплект	»	»	»	»	»							
ЦНИИМФ	СССР	»	»	»	»							
Прогноз-1	»	»	»	»	»							

Примечание. Знаком (+) отмечено диагностирование элемента косвенным способом.

Измерение давления газов в цилиндре в STD «Сильдет-СМ» осуществляется стационарными датчиками с магнитоупругим чувствительным элементом. Давление, измеряемое датчиками, составляет 30 мПа; по специальному заказу их выпускают в исполнении на давление до 15 МПа. Погрешность измерения составляет $\pm 1,5\%$ при средней температуре газов в подсоединительном штуцере датчика не более 350 °С.

Благодаря наличию таких датчиков система осуществляет измерение и индикацию максимального давления сгорания p_2 , среднего индикаторного давления p_i и индикаторной мощности N_i . На экране катодной осциллографа высвечивается также развернутая индикаторная диаграмма. Алгоритмом системы предусмотрено осреднение перечисленных параметров за 10 последовательных рабочих циклов и индикация их осредненных значений.

Для контроля состояния и плотности прилегания поршневых колец в STD «Сильдет-СМ» применяют такие же средства, как и рассмотренные ранее.

Изнашивание цилиндровой втулки контролируется датчиками, чувствительным элементом которых является тонкопленочный резистор. Этот датчик устанавливают в сквозном сверлении втулки заподлицо с рабочей поверхностью в месте предполагаемого интенсивного изнашивания. Датчик изнашивается вместе со втулкой; по мере изнашивания возрастает его сопротивление, по значению которого и определяют изнашивание втулки.

Система технической диагностики ДЕТС. Эта система норвежской фирмы «Норконтрол» осуществляет контроль рабочего процесса и диагностирование топливной аппаратуры измерением давления газов в цилиндре и давления топлива перед форсункой. Измерение осуществляется переносными пьезоэлектрическими датчиками. Датчик давления газов устанавливают на индикаторном кране, а датчик давления топлива — на специальном штуцере трубопровода высокого давления.

Система технической диагностики содержит регистрирующее устройство, на бланке которого печатаются развернутая индикаторная диаграмма, диаграмма давления впрыскиваемого топлива, а также осредненные за пять последовательных рабочих циклов параметры: давление сжатия, максимальное давление сгорания, давление газов при повороте мотыля на 40° от В.М.Т., угол поворота коленчатого вала в момент воспламенения топлива, угол поворота коленчатого вала в момент максимального давления сгорания, скорость нарастания давления топлива до открытия иглы форсунки, динамическое давление в момент открытия иглы, угол поворота коленчатого вала в момент открытия иглы, максимальное давление впрыскивания и продолжительность впрыскивания. Кроме того, по окончании замеров по всем цилиндрам дизеля можно включить особую программу регистрации, по которой производится сравнение значений каждого параметра по цилиндрам и определяется среднее его значение для дизеля, а также вычисляется разность между наибольшими и наименьшими значениями среднего индикаторного давления и максимального давления впрыскивания топлива. По отклонению измеряющих параметров, используя таблицу, подобную рассмотренной ранее, распознают около 10 неисправностей топливной аппаратуры и ЦПГ.

Система технической диагностики ЗИПВА. Разработанная в 1978 г. швейцарской фирмой «Зульцер» эта система является наиболее простой из всех рассмотренных выше. Она предназначена для контроля изнашивания верхних поршневых колец специальной конструкции в процессе работы дизеля. Особенность конструкции поршневых колец заключается в том, что они имеют на боковой поверхности вставку треугольного сечения из материала, ферромагнитные свойства которого значительно отличаются от подобных свойств основного материала кольца. В результате величина сигнала, вырабатываемого индуктивным датчиком (установленным в сквозном сверлении втулки) при прохождении кольца, зависит от ширины вставки, уменьшающейся по мере изнашивания. Таким образом, измеряя износ через регулярные промежутки времени, можно оценивать интенсивность изнашивания кольца.

Система технической диагностики СС-10. Она разработана для главных двигателей фирмы «Бурмейстер и Вайн». Система контролирует техническое состояние системы воздухообеспечения, цилиндропоршневой группы, топливной аппаратуры и ряда объектов обслуживающих двигатель систем (охлаждающих воды и масла, насосов). Для оценки технического состояния того или иного компонента система измеряет соответствующие параметры и после обработки измеренных данных на электронно-цифровой вычислительной машине (ЭЦВМ) сравнивает их со значениями, полученными при испытаниях нового дизеля. Информация отображается на двух цифро-буквенных дисплеях: дисплее «тревожных состояний» и дисплее «тенденций».

Изображения на дисплее «тревожных состояний» вырабатываются при достижении элементами дизеля предельного *технического состояния или* при недопустимом «выбеге» диагностических параметров. Кроме данных о техническом состоянии, эти изображения содержат рекомендации по уточнению места неисправности и ее устранению.

Изображение на дисплее «тенденций» содержит оценку технического состояния элементов дизеля, а также прогноз сроков выполнения технического обслуживания. Эти изображения вырабатываются при достижении элементами дизеля заданного уровня технического состояния или при слишком быстром его изменении. Кроме того, изображения на дисплее «тенденций» могут вырабатываться *по вызову* оператора в *любой* момент времени.

Все изображения тенденций и тревожных состояний, вырабатываемые автоматически, записываются на магнитной ленте регистрирующего устройства и в любое время могут быть воспроизведены на дисплеях.

Создаются также системы технической диагностики для среднеоборотных двигателей. В 1974 г. в Норвегии была изготовлена система технической диагностики «Демос». Французская фирма СЕМТ разработала систему технической диагностики РЭД для своих дизелей «Пилстик».

Система технической диагностики РЭД. Она имеет ЭВМ и выполняет следующие функции:

контроль состояния коленчатого вала путем измерения вертикальной составляющей перемещения шеек вала относительно рамовых подшипников;

контроль степени загрязнения турбокомпрессора и воздухоохлаждающей;

расширенный контроль температуры выпускных газов на выходе из каждого цилиндра, при котором определяется не только температура газов, но и ее отклонение от среднего по дизелю значения;

измерение износа хромового покрытия верхних поршневых колец.

Экспериментальный образец системы РЭД установлен на судовом двигателе 18PC2,5V.

Система технической диагностики «Прогноз-1». Технической диагностикой судового оборудования в организациях Министерства морского флота (ММФ) начали заниматься в 1969-1970 гг. В конце 70-х годов на главном двигателе МАН-К657/80 теплохода «Повенец» Эстонского морского пароходства были проведены испытания макетов диагностической аппаратуры, изготовленных Центральным научно-исследовательским институтом морского флота (ЦНИИМФ). В результате были созданы экспериментальные образцы диагностической аппаратуры для:

измерения температуры втулки (система «Дизтерм»);

контроля плотности прилегания поршневых колец (система «Сокол»);

контроля вибрационных параметров дизеля (система «Викон»);

измерения давления впрыскиваемого топлива (система «Цикл-Т»).

Разработана также вспомогательная аппаратура «Шаг» для определения положения коленчатого вала дизеля.

Виброизмерительную аппаратуру предполагается использовать в сочетании с комплексом рассмотренных выше систем диагностики. Она предназначена для контроля технического состояния турбокомпрессоров, подшипников коленчатого вала, параллелей крейцкопфа, а также для дополнительного контроля состояния топливной аппаратуры дизеля. Оценка технического состояния осуществляется путем сравнения текущего значения вибрационного параметра с его значением, полученным при «новом» (исходном) состоянии узла.

В 1978-1979 гг. Ленинградское центральное проектно-конструкторское бюро совместно с Ленинградским высшим инженерным морским училищем (ЛВИМУ) разработало техническое задание на создание упрощенной (без применения ЭВМ) системы диагностики малооборотных дизелей. В настоящее время экспериментальный образец этой системы проходит опытную проверку на учебно-производственном судне «Профессор Щеголев».

Система «Прогноз-1» осуществляет измерение, обработку и представление в удобной для анализа форме параметров, характеризующих техническое состояние системы воздухообеспечения, цилиндропоршневой группы и рабочего процесса дизеля. Система работает в трех режимах: оперативного контроля; оперативного диагностирования; сбора статистической информации. В режиме оперативного контроля осуществляют измерение и представление по вызову оператора: частоты вращения вала двигателя; положения указателя нагрузки; давления и температуры наддувочного воздуха; максимального давления сгорания и среднего индикаторного давления по цилиндрам; температуры выпускных газов; объема израсходованного топлива. По этим параметрам с помощью номограмм оператор

может определить индикаторную мощность двигателя и удельный индикаторный расход топлива.

Оперативное диагностирование осуществляется на основе номограмм, построенных применительно к конкретному двигателю на базе расчетов и экспериментальных данных, полученных на ходовых испытаниях и на основе обработки по специальным алгоритмам измеренных диагностических параметров.

Режим сбора информации предусмотрен с целью накопления статистического материала, характеризующего изменение технического состояния диагностируемых элементов двигателя во времени.

Аппаратура ЦНИИМФ и система «Прогноз-1» являются первым шагом на пути развития и совершенствования отечественных систем диагностики. Системы будущих поколений будут иметь более развитую структуру с обязательным включением ЭЦВМ, что позволит расширить сферу диагностирования благодаря охвату всех механизмов и систем судовой энергетической установки.

Глава XV. СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ

§ 74. НАЗНАЧЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ВИДЫ СИСТЕМ ЗАЩИТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

Системы автоматической защиты предназначены для предотвращения аварийных режимов СЭУ. Срабатывание защиты происходит при выходе за допустимые пределы значений наиболее важных параметров, определяющих надежную и безопасную работу основного оборудования. Если действие защиты приводит к прекращению подачи топлива в двигатель, она называется предельной. Результатом действия системы защиты может быть и снижение тошгавоподачи, тогда система называется ограничивающей.

К средствам защиты предъявляют высокие требования в отношении надежности и быстродействия, так как срабатывание защиты должно предотвратить аварию двигателя. Системы защиты не должны иметь отказов и ложного срабатывания.

Для обеспечения живучести судна системы защиты выполняют отключаемыми. Системы защиты отключают при движении судна по фарватеру, когда срабатывание защиты и остановка главного двигателя могут привести к аварии судна.

В качестве параметров срабатывания защиты в дизельных установках используют предельные значения угловой скорости вала двигателя, давления газов в картере, температуры воды и масла, минимально допустимые значения давления воды и масла. В газотурбинных установках к параметрам срабатывания защиты дополнительно относятся температура газов перед турбиной и запас по помпажу компрессора.

Устройства защиты могут входить в пускоревверсивную схему двигателя, дополнять систему централизованного контроля и выполняться в качестве самостоятельной замкнутой системы.

282

Защита по угловой скорости. Эту защиту применяют для предотвращения значительного повышения угловой скорости вала двигателя, ибо последнее может привести к динамическим перегрузкам и аварии двигателя. Значение угловой скорости, вызывающее срабатывание защиты, находится в пределах 110-115% ее номинального значения. Необходимость защиты двигателей от динамических перегрузок обусловлена возможностью скачкообразного изменения угловой скорости при волнении моря, реверсе ВРШ, обрыве лопасти гребного винта и в других случаях.

В судовых ГТУ этот вид защиты используется для предотвращения разгона как свободной турбины, так и турбокомпрессоров. Разгон турбокомпрессора может достигнуть предельных значений угловой скорости при возрастании перепада энтальпий турбины в результате открытия клапана перепуска газа последующей турбины.

В качестве датчика угловой скорости в системе защиты ГТУ используется центробежное реле (рис. 173). При увеличении угловой скорости грузы под действием центробежной силы преодолевают усилие пружины δ и перемещают золотник влево. В результате этого золотник своей кромкой открывает доступ масла под мембрану. Под действием масла мембрана прогибается и ее шток размыкает контакты микропереключателя. Настройка датчика на срабатывание при заданной угловой скорости осуществляется регулировочным винтом. При срабатывании датчика в одних системах осуществляется воздействие на стоп-кран, в других - открывается клапан аварийного слива топлива.

В трехвальной ГТУ при срабатывании защиты по предельной угловой скорости свободной турбины одновременно с прекращением топливоподачи в двигатель открываются клапаны перепуска воздуха и происходит выброс газов из камеры горения. Действие защиты сопровождается включением светозвуковой сигнализации.

Защита по давлениям смазочного масла и охлаждающей воды. Эта система защиты предотвращает перегрев двигателей, их подшипников, корпусов, деталей, работающих в зоне высоких температур. В случае снижения давления масла или охлаждающей воды соответственно до 98 или 118 кПа

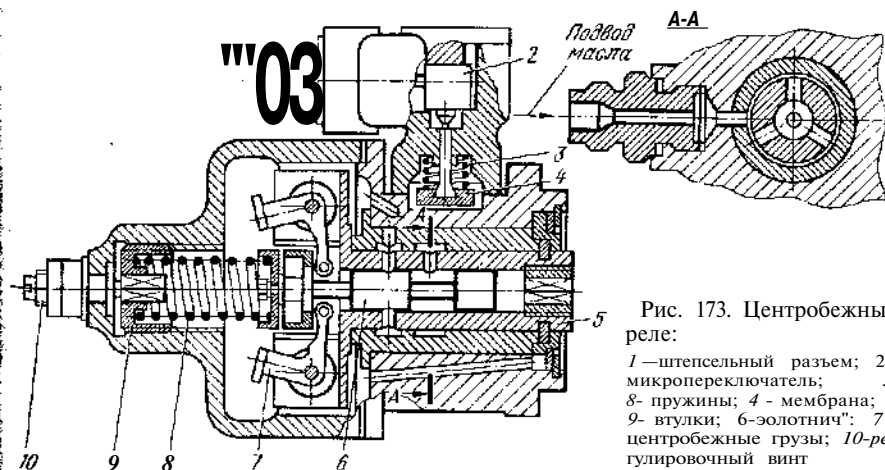


Рис. 173. Центробежное реле:

1 — штепсельный разъем; 2 — микропереключатель; 3, 8 — пружины; 4 — мембрана; 9 — втулки; 6 — золотник; 7 — центробежные грузы; 10 — регулировочный винт

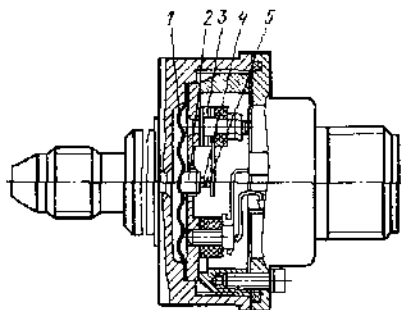


Рис. 174. Сигнализатор давления:
1 - мембрана; 2 - изолятор; 3 - шайба;
4, 5 - контакты

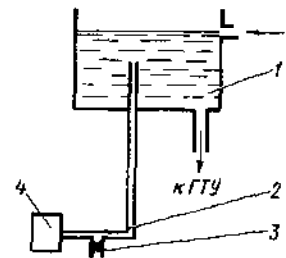


Рис. 175. Гравитационная смазочная система ГТУ-20:

1 - цистерна; 2 - импульсная трубка; 3 - жиклер; 4 - датчик давления

включаются резервные насосы и светозвуковая сигнализация. При дальнейшем понижении давления до 78-98 кПа срабатывает защита и топливоподача в двигатель прекращается.

На рис. 174 показана конструкция сигнализатора давления. При уменьшении давления ниже установленного предела мембрана прогибается и контакты размыкаются.

На рис. 175 представлена гравитационная смазочная система ГТУ-20 судна «Парижская коммуна». Из напорной цистерны масло под давлением 98 кПа поступает к подшипникам. После прекращения подачи масла в цистерну и падения уровня в ней до верхнего среза импульсной трубки последняя быстро опорожняется через жиклер. Связанный с импульсной трубкой датчик давления выдает в систему защиты сигнал для прекращения подачи топлива в двигатель. В зависимости от площади проходного сечения жиклера задержку включения защиты можно устанавливать различной. В ГТУ-20 с момента прекращения подачи масла в гравитационную цистерну до срабатывания защиты проходит 65 с. После этого в цистерне еще остается количество масла, достаточное для работы ГТУ в течение 4 мин.

§ 75. СИСТЕМЫ ПРОТИВОПОМПАЖНОЙ ЗАЩИТЫ ГТУ

В процессе эксплуатации судовой ГТУ на режимах пуска, изменения хода, торможения возможна неустойчивая работа ГТД из-за помпажных явлений в воздушных компрессорах. Оценка устойчивой работы компрессора производится по коэффициенту запаса по помпажу, который определяется по следующему выражению:

$$K_y = \left(\frac{\pi_{к.л} \alpha_k}{\pi_k \alpha_{к.п}} - 1 \right) 100, \quad (210)$$

где $\pi_{к.л}$ и α_k - соответственно степень повышения давления и приведенный расход воздуха, соответствующие изодrome $\leq\%$ на границе помпажа; π_k и $\alpha_{к.п}$ - текущие значения

соответственно степени повышения давления и приведенного расхода воздуха на той же изодrome π .

Геометрически коэффициент K_y определяется относительной разностью тангенсов угла наклона линий, соединяющих начало координат универсальной характеристики компрессора с соответствующими точками изодром π (рис. 176).

Основными факторами, вызывающими снижение коэффициента K_y , является резкое повышение температуры газов перед турбиной, несогласованность изменения угловых скоростей компрессоров низкого и высокого давления, повышение температуры воздуха на входе в компрессор при низкой угловой скорости и ее снижение при высокой угловой скорости компрессора, изменение характеристик компрессора и турбины в результате заноса проточных частей солями влажного морского воздуха и продуктами сгорания, изнашивания и нарушения зазоров. Как показал опыт эксплуатации ГТУ-20, при одновременном влиянии перечисленных факторов суммарное снижение запасов по помпажу может достигать 30% для обоих компрессоров (низкого и высокого давления). Для предотвращения помпажных явлений компрессоров ГТУ снабжают автоматическими средствами противопомпажной защиты, которые выпускают в атмосферу воздух из промежуточных ступеней компрессора или за компрессором. При выпуске воздуха за компрессором снижается степень повышения давления и повышается подача, в результате чего точка рабочего режима смещается вправо от границы помпажа. Расход воздуха, поступающего в камеру сгорания, снижается незначительно, так как выпуск воздуха частично компенсируется вследствие увеличения подачи компрессора. Если происходит выпуск воздуха из промежуточной ступени, то расход через предшествующие ступени увеличивается, а через последующие - уменьшается, поэтому первые ступени компрессора выходят из срывного режима работы, а последние - из турбинного. Помпажная граница смещается влево.

Недостатком выпуска воздуха за компрессором является значительная потеря энергии, обусловленная выпуском воздуха с наибольшим давлением. Выпуск воздуха из компрессора осуществляется через клапаны или ленту перепуска, которые при срабатывании защиты обеспечивают сброс в атмосферу 20-40% общего расхода воздуха. Окна перепуска расположены в корпусе компрессора по внешней окружности решетки ступени. Они закрываются стальной лентой, управляемой системой противопомпажной защиты.

В качестве сигнала срабатывания системы противопомпажной защиты в зоне малых угловых скоростей часто используется угловая скорость турбокомпрессора, реже - давление за компрессором. В случае больших значений угловой скорости срабатывание защиты по этим параметрам будет происходить преждевременно или с задержкой. Поэтому более эффективным для системы противопомпажной защиты является использование импульсов по перепаду давления воздуха на всасывающем патрубке и по

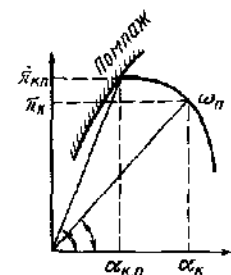


Рис. 176. Определение коэффициента запаса по помпажу

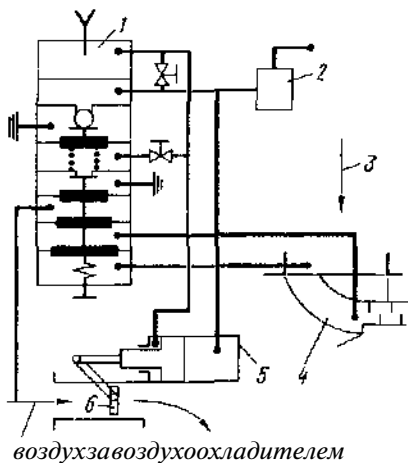


Рис. 177. Схема противопомпажной защиты компрессора низкого давления ГТУ-20:

1 - командный блок; 2 - кран управления; 3 - воздух на входе в КНД; 4 - входной патрубок; 5 - сервомотор; 6 - поворотная заслонка

Если степень повышения давления увеличивается и усилие от перепада давлений на КНД становится больше перепада давлений на входном патрубке, шариковый клапан открывается и воздух из правой полости сервомотора стравливается в атмосферу. Поршень сервомотора смещается вправо, и заслонка открывается, при этом воздух из компрессора сбрасывается в атмосферу. Правую полость сервомотора можно сообщить с атмосферой, воздействуя вручную на кран управления.

перепаду давления на компрессоре, определяющих соответственно приведенный расход воздуха и степень повышения давления.

На рис. 177 представлена схема противопомпажной защиты компрессора низкого давления ГТУ-20. Для выпуска воздуха за компрессором установлена поворотная заслонка, управляемая дифференциальным сервомотором. Вследствие разности площадей поршня сервомотора при одинаковых значениях давления воздуха в полостях он находится в крайнем левом положении, закрывая заслонку. Командный блок измеряет перепады давлений на входном патрубке и на компрессоре. Пока усилие от перепада давлений на входном патрубке больше усилия от перепада давлений на компрессоре (большой расход при малой степени повышения давления КНД), шариковый клапан командного блока закрыт.

РАЗДЕЛ
ПЯТЫЙ.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЗАЦИИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ И ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Глава XVI. ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМАТИЧЕСКИХ РЕГУЛЯТОРОВ

§ 76. НАЛАДКА И ЭКСПЛУАТАЦИЯ РЕГУЛЯТОРОВ СКОРОСТИ

Автоматические регуляторы скорости, как и любые другие механизмы, в процессе длительной эксплуатации подвержены изнашиванию и разрегулированию. Характер изнашивания определяется конструкцией, видом энергии, применяемой для работы регулятора, условиями эксплуатации и выполнением или нарушением обслуживающим персоналом правил и инструкций по эксплуатации. В процессе эксплуатации в механических регуляторах образуются люфты в шарнирных соединениях, гидравлические неплотности, изменяется жесткость пружин и сильфонов, изменяются силы трения в подвижных деталях, наблюдаются поломки шестерен, валов, пружин и других деталей. В электрических и электронных регуляторах отмечаются подгорание контактов, изменение характеристик электронных элементов, сопротивления измерительных элементов и изоляции, пробои изоляции и др. Все это приводит к изменению статических и динамических характеристик регуляторов. Изменяются коэффициенты усиления, постоянные времени, устойчивость системы, ухудшается качество переходных процессов, снижается точность регулирования.

Правильная эксплуатация, профилактические осмотры, своевременно проводимые ремонт и наладка автоматических регуляторов обеспечивают их длительную безотказную работу.

Для правильной эксплуатации необходимо хорошо знать конструкцию и принцип действия регулятора, физическую сущность процессов, протекающих при автоматическом регулировании в объекте и регуляторе. Следует соблюдать графики осмотров, проверок и ремонта, своевременно заполнять формуляры технического состояния регулятора. Особое внимание следует уделять чувствительным элементам, которые являются датчиками первичной информации.

Повышенное изнашивание, сухое трение, остаточная деформация пружин, неравномерность вращения датчика скорости приводят к существенным искажениям всего процесса регулирования. Условием сохранения работоспособности автоматической системы регулирования скорости является не только исправное техническое состояние элементов регулятора, но и правильное соотношение параметров его настройки. Характеристики элементов регулятора следует проверять при строгом соблюдении условий, оговоренных в техническом описании и инструкции по эксплуатации.

Большинство неисправностей регуляторов скорости можно обнаружить по «поведению» объекта регулирования. В табл. 17 приведены типовые неисправности и их причины.

При рейсовых обследованиях регуляторов скорости необходимо получить статические и динамические характеристики и определить по ним: правильность настройки регуляторов, соответствие параметров регулирования требованиям государственного стандарта и Регистра СССР;

условия распределения нагрузки между агрегатами электростанции, соответствие распределения активной и реактивной нагрузки по государственному стандарту;

степень изнашивания, неисправности элементов регуляторов, необходимость их замены или ремонта;

соответствие данного регулятора объекту регулирования, правильность установки регулятора, сочленение его с исполнительным органом объекта;

Таблица П

Неисправность регулирования	Причина неисправности
1. Двигатель не запускается	а) Не включается блокировка защиты по минимальному давлению в смазочной системе или системе охлаждающей воды; б) зависание золотника чувствительного элемента регулятора вследствие загрязнения или задира; в) нарушена регулировка в сочленениях между выходным валом или штоком сервомотора регулятора и рейкой топливных насосов; г) неисправен сервомотор регулятора, низкое давление масла, попадание воздуха, утечка масла, недостаток масла в регуляторе, низкая вязкость масла
2. После пуска двигатель идет вразнос	а) Повреждена упругая муфта регулятора; б) зависание золотника чувствительного элемента;
3. Незатухающие колебания угловой скорости вала двигателя	а) сломан приводной вал регулятора а) Недостаточное или избыточное количество масла в регуляторе; б) заедание деталей чувствительного элемента или издромной обратной связи; в) поломка пружины поршня издромной связи или корректора; г) неправильная регулировка издромной обратной связи; д) поломка пружин в упругой муфте регулятора; е) люфт или защемление в сочленениях регулятора
4. Перераспределение нагрузки между двигателями при параллельной работе	а) Неправильная настройка жестких обратных связей регулятора; б) заедание в приводе настройки задания угловой скорости; в) нарушения в сочленениях привода от регулятора к топливным насосам
5. Двигатель перегружается	а) Неисправность датчика ограничения (повреждение сальфона, поломка пружины, засорение отверстий); б) неправильная настройка ограничителей; в) занижена остающаяся неравномерность

вспомогательные данные для получения настроечных параметров со-
вмещения регуляторных характеристик;

правильность настройки ограничений по угловой скорости, давлению наддува, нагрузке.

Испытания должны проводиться по программе согласно ГОСТ 10511-72.

При измерении угловой скорости обычно пользуются штатными приборами, установленными на двигателях. Существует два вида приборов: суммирующие счетчики и счетчики, фиксирующие угловую скорость в данный момент времени. Суммирующие счетчики позволяют измерить среднюю угловую скорость за определенный промежуток времени и дают высокую точность замера на статических режимах. Менее предпочтительны тахометры, так как они имеют погрешность измерения в пределах от 1 до 8%, что часто перекрывает необходимую точность настройки.

Согласно требованиям Регистра СССР регуляторы судовых дизельных установок должны быть настроены следующим образом:

1) главные дизельные установки:

каждый главный двигатель должен иметь регулятор, отрегулированный таким образом, чтобы угловая скорость вала двигателя не могла превысить номинальную более чем на 15%.

В дополнение к регулятору каждый главный двигатель, который может быть отключен или работает на ВРШ, должен иметь отдельный предельный выключатель, отрегулированный таким образом, чтобы угловая скорость двигателя не могла превысить максимальное расчетное значение более чем на 20%;

2) вспомогательные двигатели:

каждый вспомогательный двигатель, приводящий в действие генератор, должен иметь регулятор скорости.

Регулятор скорости должен иметь характеристики, удовлетворяющие следующим требованиям:

при мгновенном сбросе 100% нагрузки мгновенное изменение угловой скорости двигателя не должно превышать 10% номинальной, а установившаяся угловая скорость по истечении 5 с не должна отличаться от угловой скорости предшествовавшего режима более чем на 5% номинального значения.

При мгновенном набросе 70% нагрузки, как и при последующем набросе оставшихся 30% нагрузки, мгновенное изменение угловой скорости двигателя не должно превышать 10% номинального значения, а установившаяся угловая скорость по истечении 5 с после наброса нагрузки не должна отличаться от угловой скорости предшествовавшего режима более чем на 5% номинального значения.

При мгновенном набросе 50% нагрузки, как и при последующем набросе оставшихся 50% нагрузки, мгновенное изменение угловой скорости двигателя не должно превышать 10%, а установившаяся угловая скорость по истечении 5 с после наброса нагрузки не должна отличаться от угловой скорости предшествовавшего режима более чем на 5% номинального значения;

колебания установившейся угловой скорости (размах) дизель-генераторов переменного тока при нагрузках от 25 до 100% номинальной электри-

ческой мощности не должны быть более 1% номинальной угловой скорости. Регулятор должен иметь устройство для местного и дистанционного изменения угловой скорости до 10% ее значения.

Класс точности регулятора определяет показатели качества регулирования системы автоматического регулирования угловой скорости (табл. 18).

В технической документации заводы-изготовители обычно не приводят рекомендованных заградительных характеристик по параметрам работы двигателей, в том числе по давлению продувочного воздуха. Поэтому при регулировке и наладке механизма ограничения руководствуются опытными зависимостями подачи топлива от давления продувочного воздуха в ресивере, а также учитывают необходимость обеспечения надежного пуска двигателя из холодного состояния.

Характерные неисправности, возникающие в процессе управления двигателем из-за неудовлетворительной настройки механизма ограничения подачи топлива по давлению продувочного воздуха, приведены в табл. 19.

При волнении вследствие «утяжеления» винтовой характеристики дизель переходит на работу по ограничительной характеристике. Этот переход сопровождается увеличением колебаний угловой скорости вала. Поэтому на практике уменьшают задание угловой скорости на регулятор для повышения стабильности угловой скорости вала.

Таблица 18

Показатели качества	Класс точности регулятора			
	I	II	III	IV
Степень непрямолинейности регуляторной характеристики (в %) $\gamma = \Delta_1 / \Delta_n \cdot 100$	0,3 при 2%	0,3 при 2%	0,6 при 3%	0,6 при 3%
Степень нечувствительности (в %) $\pm e = (\pm \Delta_n) / \Delta_{пн} \cdot 100$	0,2	0,2	0,3	0,5
Степень нестабильности частоты ДГ (в %) $v = \Delta n / n_n \cdot 100$ с однорежимными регуляторами прямого и непрямого действия при: $N_e < 0,25 N_n$ $N_e > 0,25 N_n$	0,8 0,5	0,8 0,5	1,5 1,0	3,0 2,0
Степень нестабильности частоты ГД с всережимным регулятором прямого и непрямого действия (в %): а) на холостом ходу при: $n < 0,4 n_n$ $n > 0,4 n_n$ б) на винтовой характеристике при: $n < 0,4 n_n$ $n > 0,4 n_n$	- - - -	- - - -	2,0 1,5 1,5 1,0	4,0 3,0 3,0 2,0
Время переходного процесса (в с) при сбросе нагрузки на:				
25%	1	2	3	5
50%	1	2	3	6
75%	2	3	4	8
100%	2	3	5	10

Неисправность	Причина
Двигатель не приводится в действие на топливе. Ненадежный пуск	Малая пусковая подача топливных насосов
Двигатель не набирает скорость после достижения топливными насосами пускового индекса	Косой профиль кулачка имеет малый уклон к оси поршня датчика давления. Ослаблена пружина датчика давления
Двигатель не развивает номинальной скорости	Косой профиль кулачка имеет малый уклон к оси поршня датчика давления
Двигатель не развивает номинальной угловой скорости после выполнения операции регулировки согласно л. 3	Возможности изменения уклона косоуго профиля кулачка к оси поршня датчика давления исчерпаны
При работе двигателя на номинальной угловой скорости или близкой к ней наблюдается дымление газов на выпуске (перегрузка)	Косой профиль кулачка имеет большой уклон к оси поршня датчика давления
При работе двигателя на режимах средних угловых скоростей наблюдается дымление (перегрузка)	Косой профиль кулачка имеет малый уклон к оси поршня датчика давления
При работе двигателя на режимах номинальных и средних угловых скоростей наблюдается дымление выпуска (перегрузка)	Пережата пружина датчика давления
При работе двигателя на режимах малых угловых скоростей насосов наблюдается дымление	Большая пусковая подача топливных насосов

Моделированием установлена зависимость среднего квадратичного отклонения угловой скорости вала $\sqrt{O(a_0)}$ от степени волнения. Эти данные приведены на рис. 178. Кривые построены для трех значений среднего периода качки судна: 4,6; 7,5 и 17 с. Из рисунка следует, что при «утяжелении» винтовой характеристики величина $|0 < \Delta_d|$ возрастает значительно. Уменьшение величины j/Δ_d может быть достигнуто уменьшением задания угловой скорости на регулятор. Этим достигается переход дизеля на работу по регуляторной характеристике.

Приведенная номограмма позволяет определить уменьшение задания угловой скорости (0_3 , относительные единицы) на регулятор, необходимое для обеспечения допустимого среднего квадратичного отклонения угловой скорости вала.

Пример. В соответствии с построениями, приведенными на номограмме, если судно движется при волнении 6 баллов, на регулятор задана номинальная угловая скорость ($0_3 = 1$) и средний период качки равен 7,5 с, то среднее квадратичное отклонение угловой скорости вала равно 0,010 относительных единиц.

Если требуется уменьшить $\sqrt{O(a_0)}$ до 0,005, необходимо уменьшить задание угловой скорости на регулятор до 0,975 (на 2,5%).

Номограмма также позволяет определить, какую мощность развивает дизель при волнении. Так, для рассматриваемого случая первоначально вследствие отклонений рейки топливных насосов от ограничителя подачи (относительное значение ограничения подачи топлива равно единице) дизель развивал мощность, равную 0,98 относительных единиц. После уменьшения задания угловой скорости на регулятор на 2,5% мощность дизеля стала равна 0,92,

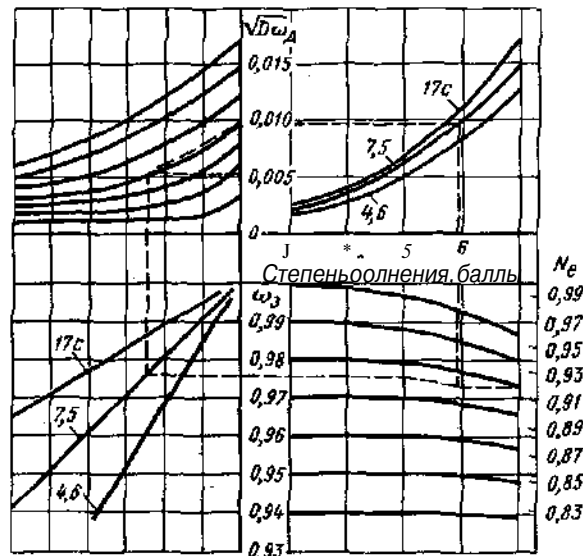


Рис. 178. Номограмма для настройки регулятора

Основываясь на опыте эксплуатации дизелей, определяют наибольшую угловую скорость вала ω дизеля, при которой обеспечиваются удовлетворительные условия работы деталей механизма движения, включая механизмы приводов выпускных клапанов.

При выходе судна из порта (также после изменения нагрузки судна или условий плавания) на регуляторе скорости после вывода рычага управления в ЦПУ маховиком задания на заданную отметку устанавливается такое задание, при котором дизель развивает угловую скорость ω . При этом относительное значение положения рычага управления на ЦПУ считается равным единице ($\omega_3 = 1$).

Регулировочный винт жесткого упора максимального хода рейки топливных насосов устанавливается таким образом, чтобы ограничивалась максимальная подача топлива на дизель (по рекомендациям завода-изготовителя) и чтобы ход рейки по сравнению с ходом рейки, имеющим место при заданной угловой скорости ω , не мог увеличиться более чем на 8%

При возникновении волнения моря определяют коэффициент загрузки дизеля по моменту $K_{з.м}$. При этом если рейка топливных насосов практически не выходит на упор подачи, то

$$K_{з.м} = k_{р.ср} / k_{р.м},$$

где $k_{р.ср}$ - среднее значение положения рейки (в делениях) по выбранному топливному насосу; $k_{р.м}$ - значение деления хода рейки, соответствующее выставленному упору.

Если рейка частично выходит на ограничение, то перемещением регулировочного винта максимального хода рейки следует уменьшить допу-

скаемый ход, при котором рейка не будет отходить от упора (будет неподвижной). Тогда

$$K_{з.м} = (\omega_{ср} / \omega_{д.ср})^2 + h_{рег},$$

где $\omega_{ср}$ - среднее значение угловой скорости вала дизеля, определенное с помощью секундомера в интервале времени не менее 2 мин; h - измененное положение упора (в относительных единицах).

После определения $K_{з.м}$ упор (регулировочный винт) возвращают в прежнее положение,

„ Зная коэффициент $K_{з.м}$, степень волнения и период качки судна, по номограмме определяют уменьшение задания угловой скорости на регулятор, необходимое для обеспечения работы дизеля при допустимой неравномерности вращения вала. Допустимая величина $1/\omega \Delta \omega$ задается и может составлять 0,010.

Особенность работы регулятора с жесткой силовой обратной связью заключается в том, что с изменением настройки обратной связи меняется затяжка пружины задания угловой скорости регулятора и статическая регуляторная характеристика помимо изменения угла наклона перемещается параллельно самой себе.

На рис. 179 представлены регуляторные характеристики регулятора ОРН-30, снятые на экспериментальном стенде. Из рисунка ясно, что при неизменном режиме нагрузки угловая скорость двигателя зависит от настройки жесткой обратной связи. В связи с этим возникает сложность настройки двигателей для параллельной работы.

Так, после совмещения режимов работы агрегатов на холостом ходу в точке А (рис. 180) необходимо путем изменения настройки жесткой обратной связи совместить характеристики, уравнивая коэффициенты усиления жестких обратных связей (ЖОС). Однако после уравнивания коэффициентов ЖОС характеристики не совместятся, а будут располагаться па-

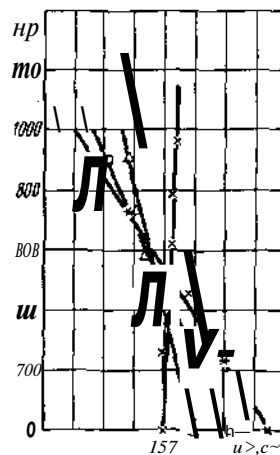


Рис. 179. Регуляторные характеристики

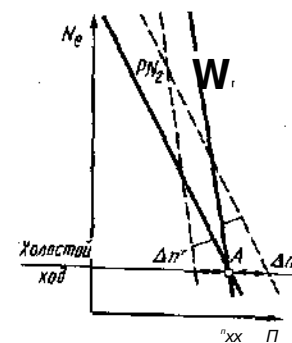


Рис. 180. Совмещение регуляторных характеристик

параллельно друг другу, отклоняясь на величину Δn при увеличении неравномерности первого регулятора и на величину $\Delta n'$ при уменьшении неравномерности второго регулятора. Поэтому, если рукояткой задания угловой скорости изменить угловую частоту двигателя на величину Δn , взятую в соответствии со значением изменения коэффициентов ЖОС, характеристики совместятся вследствие параллельного перемещения регуляторной характеристики в противоположном направлении.

В дизель-генераторных установках это перемещение осуществляется автоматически вследствие действия устройства синхронизации частоты. При распределении нагрузок на дизель-генераторные установки путем совмещения характеристик трудностей не возникает. Электрическое устройство распределения мощности выполняет свои функции, параллельно перемещая характеристики и совмещая их в точке рабочего режима (это справедливо даже несовмещенных характеристик).

Для главных двигателей, работающих параллельно, необходимо либо возвращение характеристики на величину Δn , определяемую значением коэффициентов ЖОС, либо поддержание угловой скорости второго агрегата на уровне первого путем изменения задания скорости во время изменения коэффициентов ЖОС при совмещении характеристик.

В технической литературе, особенно в переведенных с иностранного языка инструкциях по эксплуатации регуляторов скорости, встречаются разночтения одних и тех же настроечных параметров. При наладке регуляторов необходимо ясно представлять физическую сущность влияния настроечных параметров на процесс управления двигателем. В общем случае регуляторы скорости имеют следующие настроечные параметры.

1. Изменение задания скоростного режима двигателя, осуществляемое посредством воздействия на пружину чувствительного элемента или изменения напряжения тока в элементе сравнения электрических и электронных регуляторов. В литературе этот параметр настройки часто называют «уставкой». Применительно к дизель-генераторам этот же параметр называют «синхронизацией». Изменении настройки этого параметра приводит к параллельному сдвигу регуляторной характеристики. Этот параметр настройки используется для изменения задания скоростного режима или синхронизации частоты при параллельной работе двигателей. Непосредственного влияния на качество переходного процесса он не оказывает.

2. Изменение остающейся неравномерности скоростного режима, осуществляемое посредством изменения соотношений плеч рычагов жесткой обратной связи или электрического сопротивления в элементе обратной связи в электронных регуляторах. В литературе встречаются названия: «точная подрегулировка», «статическая ошибка», «неравномерность», «статизм». Изменение настройки этого параметра в кинематических жестких обратных связях приводит к изменению угла наклона регуляторных характеристик, а в силовых жестких обратных связях — к изменению наклона, сдвигу регуляторных характеристик. На качество переходных процессов он оказывает сильное влияние: увеличиваются или уменьшаются статическая ошибка, время переходного процесса (быстродействие), динамический заброс и коэффициент затухания колебательного процесса.

3. Изменение времени и коэффициента усиления гибкой обратной связи. В литературе часто применяют названия: «изодромная обратная связь», «устройство компенсации». На статические характеристики этот параметр влияния не оказывает. Гибкая обратная связь используется для обеспечения динамической устойчивости системы. Качество переходных процессов существенно изменяется при изменении настройки этого параметра, особенно колебательность и время переходного процесса.

4. Изменение ограничений по скоростному режиму, нагрузке, давлению наддува, крутящему моменту и другим параметрам пояснений не требует, так как условия ограничений оговорены в инструкциях по эксплуатации.

Регуляторы температуры являются одним из наиболее распространенных средств автоматизации СЭУ. Они служат для регулирования температур забортной и пресной воды в системах охлаждения главных и вспомогательных двигателей, топлива и масла перед сепараторами, в отстойных и расходных цистернах, под теплообменниками, в различных системах подогрева и охлаждения.

Основными эксплуатационными недостатками регуляторов температуры прямого действия, распространенных на морских транспортных судах отечественного флота, являются утечка рабочей жидкости, пропуски воды в соединении исполнительного механизма с регулирующим органом и отложения накипи и грязи в регулирующем органе. Рекомендуются через каждые 1000 ч работы вскрывать регулирующий орган для очистки от грязи и накипи. Периодически через 2,5-3 года работы регуляторов прямого действия следует заменять измерительный элемент. В случаях, когда регулятор не обеспечивает заданной температуры, причиной неисправности обычно является поломка или ослабление возвратной пружины, в результате чего регулирующий орган не перемещается при уменьшении температуры регулируемой среды.

Преимущественное распространение на морских судах получили регуляторы температуры непрямого действия пневматического типа. Эксплуатация таких регуляторов сводится к проверке плотности соединений магистралей сжатого воздуха и обеспечению надлежащего качества воздуха. Последнее достигается путем своевременной продувки маслоотделителей и очистки воздушных фильтров. Периодически один раз в год следует проводить полную проверку регулятора. При этом надо обращать особое внимание на состояние мембран и дросселей. Мембраны со следами выпучин следует заменять. Неисправности в работе пневматических регуляторов в большинстве случаев возникают от попадания в воздух воды, масла и механических примесей.

Приведенные в табл. 20 возможные неисправности регуляторов типа РТНД и ТРП характерны и для других пневматических регуляторов непрямого действия.

Эффективность эксплуатации судна, в частности полнота использования мощности, экономичность работы его энергетической установки в конкретных условиях плавания в определенной степени зависят от надежности работы и качества настройки средств терморегулирования, используемых для стабилизации на оптимальных уровнях температур в основных системах, обслуживающих главный двигатель.

Анализ статических свойств систем терморегулирования может иметь практическую ценность только при сопоставлении условий работы двигателя по результатам его стендовых и эксплуатационных испытаний на различных режимах. Объективная оценка качества работы терморегулирующих устройств, а также разработка инженерно-технических мероприятий, направленных на их улучшение, не могут быть выполнены без предварительного анализа условий работы гидродинамического комплекса «двигатель-гребной винт-корпус судна». Такой анализ выполним путем сопоставления скоростных характеристик двигателя: стендовых, соответствующих

Таблица 20

Неисправность	Причина	Способ устранения
Понижилась температура регулируемой среды по сравнению с заданной	а) Засорился фильтр; б) засорился дроссель; в) нарушена герметичность пневматических линий; г) нарушена герметичность мембран	а) Промыть фильтр; б) прочистить дроссель; в) уплотнить линии; г) заменить мембраны
Повысилась температура регулируемой среды по сравнению с заданной	а) Вышла из строя термочувствительная система; б) засорилась линия датчика или исполнительного механизма	а) Заменить термочувствительную систему; б) прочистить линию
Регулятор не работает при изменении нагрузки, а давление в камере мембраны меняется	а) Зажат сальник штока; б) перекос или заедание штока	а) Отпустить сальник; б) устранить перекос или заедание
Нет давления в камере мембраны	а) Повреждена или засорена воздушная линия; б) нарушена герметичность; в) повреждена мембрана	а) Прочистить линию; б) устранить неплотности; в) заменить мембрану
При установившемся режиме регулируемая температура колеблется в больших пределах	а) Колеблется давление силового воздуха; б) заедает регулирующий золотник; в) неисправен блок управления	а) Устранить колебания давления воздуха; б) проверить подвижность золотника; в) проверить блок управления

ших его работе по номинальной винтовой характеристике, и полученных в конкретных условиях эксплуатации.

Возможности выхода двигателя на режим номинальной угловой скорости даже при средних осадках в большой степени уменьшаются с ростом температуры забортной воды, так как это немедленно приводит к увеличению температуры выпуска из-за повышения температуры продувочного воздуха. Кроме того, возрастают температуры масла и пресной воды в системах охлаждения, что может привести к повышению теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы двигателя.

Если сравнивать скоростные характеристики двигателя, полученные при стендовых и эксплуатационных условиях его работы, можно убедиться в том, что в эксплуатации давление продувочного воздуха имеет значения ниже стендовых. Перепады же давлений воздуха на всасывающих фильтрах газотурбонагнетателей и воздушных холодильниках имеют значения, соответственно немного меньше, чем при стендовых испытаниях, или же равные ему. Это свидетельствует об отклонении характеристик газотурбонагнетателей и газовоздушного тракта в условиях эксплуатации в худшую сторону в сравнении со стендовыми испытаниями по номинальной винтовой характеристике.

«Утяжелением» гребного винта, ухудшением характеристик газотурбонагнетателей и газовоздушного тракта, а также использованием топлива различных сортов можно объяснить увеличение действительных индексов

топливных насосов в эксплуатации по сравнению со стендовыми значениями при работе двигателя в том и другом случае на одной и той же номинальной винтовой характеристике.

Терморегуляторы типа РТНД-200 температуры масла на входе системы охлаждения поршней и температуры пресной воды на выходе системы охлаждения цилиндров главного двигателя относят к классу пневматических непрямого действия с жесткой обратной связью в исполнительном механизме.

Диапазон изменения задания регуляторов составляет 35-110°C, а степень неравномерности регулируется в пределах 6-12°C. Предусмотренные правилами эксплуатации дизеля марки 6ДКРН74/160-3 пределы максимально допустимых значений температур масла и пресной воды составляют соответственно 32-45°C и 55-70°C. Исходя из этих диапазонов температур настраивают задания регуляторов в эксплуатации в зависимости от температуры забортной воды.

Холодильники продувочного воздуха, являющиеся первыми потребителями охлаждающей среды насосов, и другие теплообменные аппараты судовой энергетической установки рассчитаны на максимальное значение температуры забортной воды, равное 32°C. Степень неравномерности регуляторов отрегулирована на 10°C.

Оценка возможностей автоматических регулирующих устройств в стабилизации температуры систем охлаждения главного двигателя при изменении нагрузки последнего и температуры забортной воды как факторов внешнего воздействия на эти системы может быть выполнена по статическим характеристикам замкнутых систем автоматического регулирования.

На рис. 181 приведены статические характеристики систем автоматического регулирования температур охлаждающего масла t_m поршней и охлаждающей воды t_w цилиндров главного двигателя, полученные в период обкатки при температуре забортной воды 20,6°C.

Статические характеристики системы автоматического регулирования температуры масла (см. рис. 181, а) показывают, что при указанной температуре забортной воды ее терморегулирующий клапан H_m , установленный в магистрали забортной воды, открывается полностью, исчерпывая свои возможности в регулирующем воздействии. При этом температура масла достигает значения 44°C, близкого к максимально допустимому.

С повышением температуры забортной воды либо с увеличением угловой скорости вала двигателя следует ожидать, что температура масла в системе охлаждения быстро достигнет максимально допустимого значения;

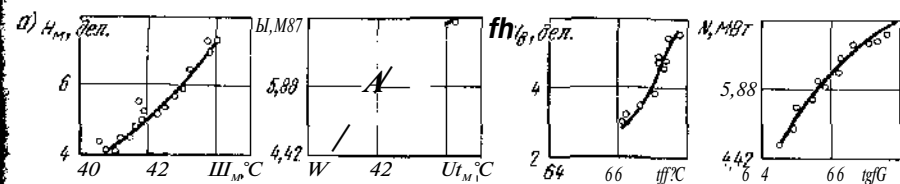


Рис. 181. Статические характеристики систем автоматического регулирования температуры:

а - охлаждающего масла (t_m поршней); б - охлаждающей воды (t_w цилиндров главного двигателя)

это ограничивает возможности использования энергетического потенциала двигателя.

Статические характеристики системы автоматического регулирования температуры пресной охлаждающей воды (см. рис. 181, я), полученные в тех же условиях работы судна, показывают, что ее терморегулирующий клапан имеет запас регулирующего воздействия, составляющий примерно треть его конструктивного хода H_n . Это дает основание предполагать, что система терморегулирования пресной охлаждающей воды и ее регулирующий клапан позволяют вывести главный двигатель на режим номинальной мощности без повышения допустимого значения температуры на выходе из блока цилиндров.

В тропиках температурные параметры работы главного двигателя быстро достигают максимально допустимых значений, возможности терморегулирующих клапанов систем охлаждения масла и продувочного воздуха быстро исчерпываются. Достичь номинальных значений среднего индикаторного давления, индикаторной мощности и угловой скорости вала главного двигателя невозможно из-за резкого увеличения значений температур масла охлаждения поршней, продувочного воздуха и выпускных газов (и даже превышения максимально допустимых).

Терморегулирующий клапан системы охлаждения пресной воды цилиндров главного двигателя при достаточно высоких значениях температуры забортной воды имеет примерно 30%-ный запас регулирующего воздействия. В системах же охлаждения масла поршней и продувочного воздуха наблюдается недостаток забортной воды, что ограничивает возможность использования мощности энергетической установки и снижает экономическую эффективность работы судна.

§ 78. НАЛАДКА И ЭКСПЛУАТАЦИЯ РЕГУЛЯТОРОВ ВЯЗКОСТИ

Наибольшее распространение на транспортных дизельных судах морского флота получили регуляторы вязкости тяжелого топлива VAF-«Вискотерм» и ВИСК-21П.

В системе автоматического регулирования VAF-и Вискотерм» вязкость топлива измеряется по разности давлений на концах трубки, помещенной в общий поток топлива, проходящий через измеритель (см. рис. 137). Через трубку насосом прокачивается небольшое постоянное количество топлива независимо от нагрузки. Чувствительная мембрана преобразователя трансформирует эту разность давлений в пневматический сигнал, который передается в систему дистанционного измерения вязкости и на пропорционально-интегральный регулятор. Регулятор вязкости вырабатывает сигнал управления (давление сжатого воздуха), который через станцию дистанционного управления передается на сервомотор клапана, управляющего подачей пара к подогревателю.

Соединение измерителя с преобразователем осуществляется двумя трубками. Их нижние части и обе полости преобразователя, разделенные мембраной, заполнены глицерином. Попадание воздуха в эти соединительные трубки вызывает дрожание черной стрелки регулятора, сильно затрудняющее считывание показаний. Для заполнения полостей преобразо-

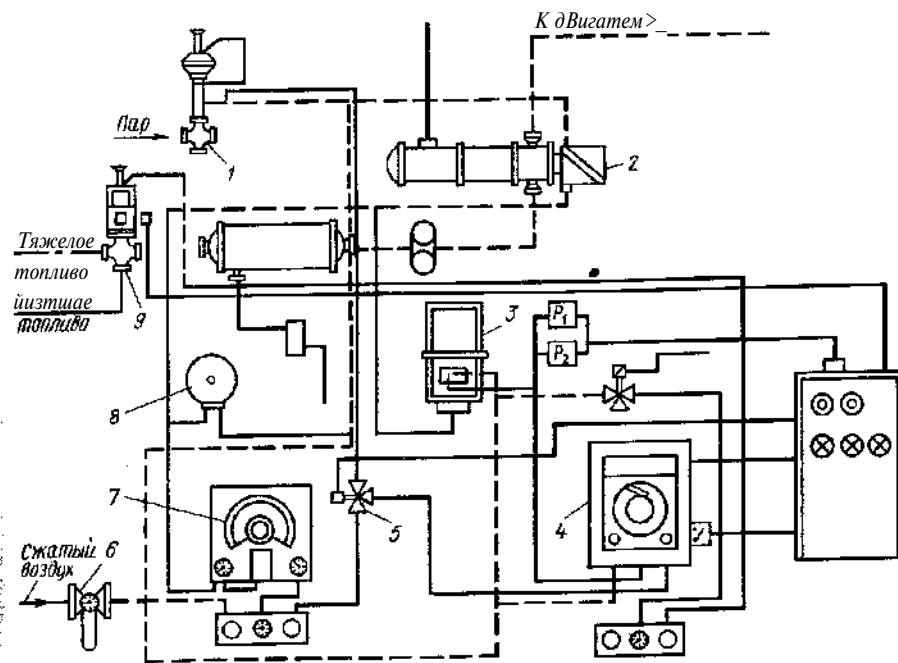


Рис. 182. Схема системы автоматического регулирования вязкости топлива ВИСК-21П:

1 - мембранный сервомотор; 2 - измеритель; 3 - пневмопреобразователь; 4 - программный регулятор; 5 - соленоидный клапан; 6 - фильтр; 7 - пневматический ПИ-регулятор; 8 - показывающий прибор; 9 - сервопривод

вателя и соединительных трубок глицерином предусмотрены два отрезка с клапанами, расположенные снизу преобразователя.

Рабочий диапазон всех пневматических элементов системы: преобразователя, ПИ-регулятора и мембранного сервомотора, составляет примерно 98 кПа (точно - от 3 до 15 фунтов на квадратный дюйм). Значениям границ этого диапазона соответствуют предельные положения звеньев. Например, при давлении 20 кПа сервомотор должен находиться в крайнем верхнем, а при давлении 98 кПа - в крайнем нижнем положении (сервомотор работает по схеме «воздух закрывает», т. е. с увеличением вязкости топлива увеличивается давление сжатого воздуха преобразователя и на входе регулятора). Это приводит к уменьшению давления воздуха на выходе регулятора и на входе мембранного сервомотора; такое уменьшение вызывает увеличение степени открытия парорегулирующего клапана. Соответствие пневматических сигналов на выходе каждого элемента паспортным значениям систематически проверяют при контроле состояния или настройках систем автоматического регулирования.

В системе автоматического регулирования ВИСК-2Ш (рис. 182) вязкость топлива измеряется по углу поворота ведомого диска. Поворот последнего вызывается силами сцепления между частицами топлива, которое проходит через зазор между ведомым и вращающимся от электропривода

дисками. В общем блоке с измерителем смонтирован преобразователь, трансформирующий положение ведомого диска в пневматический сигнал, пропорциональный вязкости топлива. Этот сигнал регистрируется местным показывающим прибором (тарированным в единицах вязкости) и передается на вход пневматического ПИ-регулятора вязкости. Управляющий сигнал, вырабатываемый регулятором, передается на позиционер мембранного сервомотора парового регулирующего клапана.

Питание системы осуществляется очищенным сжатым воздухом постоянного давления через редукционный клапан и фильтр. Диапазон рабочих значений пневматических сигналов для всех элементов системы одинаков; он равен от 20 до 98 кПа. Сервомотор клапана работает по схеме «воздух открывает». В данном случае увеличение вязкости топлива сопровождается увеличением давления сжатого воздуха на выходе измерителя и на входе пневматического ПИ-регулятора. Это приводит к увеличению давления воздуха на выходе регулятора и на входе сервомотора; такое увеличение вызывает дополнительное открытие парорегулирующего клапана.

В систему входит также программный регулятор перехода от дизельного топлива к тяжелому и наоборот. Эта система автоматического переключения сортов топлива управляет клапаном переключения с сервоприводом. Она имеет измеритель температуры топлива с пневмопреобразователем, соленоидный клапан включения и выключения регулятора вязкости, а также систему сигнализации. Программа переключений и взаимодействие элементов системы сорта топлива (смены сорта) изложены в инструкции фирмы-изготовителя.

В рассмотренных автоматических системах основными элементами являются регуляторы, реализующие ПИ-закон регулирования. При таком законе регулирования вязкость топлива перед форсунками одинакова на всех режимах работы двигателя.

Устройство регулятора вязкости УАР-«Вискотерм» схематично показано на рис. 183. Входным воздействием для регулятора является давление сжатого воздуха, поступающего в полость сильфона 1 от преобразователя разности давлений. Это давление пропорционально вязкости топлива. Перемещение доньшка сильфона 1 через зубчатый сектор передается стрелке (окрашена в черный цвет), которая на шкале 3 показывает текущее значение вязкости в градусах Редвуда, а также тяге 4 рычажной системы регулятора. Рычаг 5 этой системы управляет заслонкой, прикрывающей сопло. Сжатый воздух подается к этому соплу через дроссель 19.

В магистрали 20 устанавливается давление воздуха, пропорциональное зазору между соплом и заслонкой. Равновесие рычага 5 определяется соотношением перемещений тяги 4 и стержня гибкой обратной связи (ГОС) 9 регулятора. Первое пропорционально измеренному значению вязкости, а второе — управляемому давлению воздуха в магистрали 14 на выходе регулятора. Между магистралями 20 и 14 расположен усилитель мощности управляющего сигнала.

Благодаря наличию ГОС результирующее действие регулятора складывается из двух составляющих: пропорциональной и интегральной. Чтобы уяснить смысл такого суммирования, предположим, что эти составляющие действуют последовательно. Пусть в некоторый момент нагрузка под*

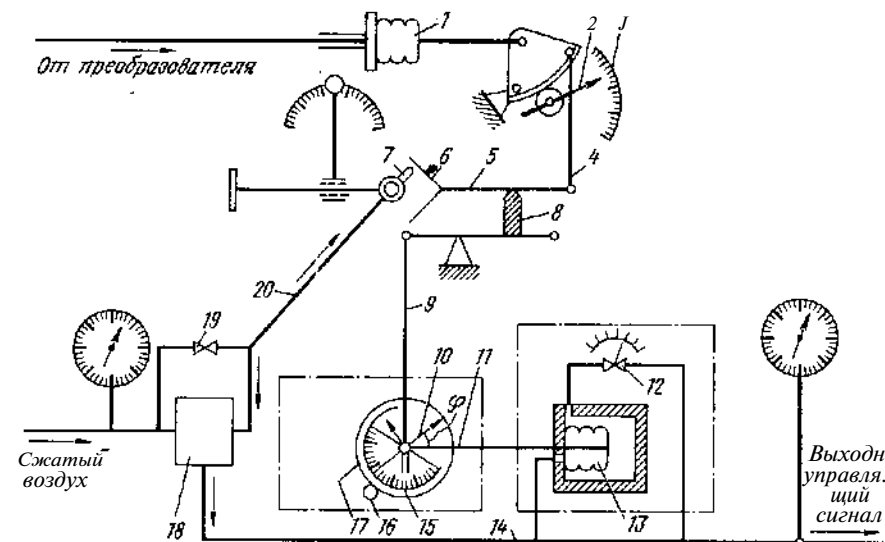


Рис. 183. Схема настройки регулирующего блока VAF-нВискотерм:

1 - /3-сильфоны; 2-стрелка (черного цвета); 3, /5-шкалы; 4, 9-тяги рычажной системы; 5, 11-рычаги; 6-заслонка; 7-сопло; ^-стержень; /0-кривошип; 12, 19-дроссели; 14, 20-магистрали; /6-установочный винт; 17-диск; /^-усилитель мощности управляющего сигнала.

гревателя возросла с B_1 до B_2 (рис. 184). Поскольку парорегулирующий клапан занимает вначале прежнее положение, вязкость топлива начнет возрастать, давление в полости сильфона 1 (см. рис. 183) увеличивается, черная стрелка отклоняется, указывая увеличение вязкости, тяга 4 опускается вследствие чего заслонка отходит от сопла и давление в магистралях 20 и 14 уменьшается. Во внутренней полости сильфона 13 давление упадет сразу, а в наружной полости благодаря дросселю 12 в первый момент времени сохранится прежним.

Начинает действовать пропорциональная составляющая ПИ-закона регулирования: рычаг 11 перемещается влево, тяга 9 приподнимается, а стержень немного опустится, приближая сопло к заслонке и стабилизируя тем самым процесс, при котором новому значению давления в полости сильфона 1 будет соответствовать новое значение управляющего давления в магистрали 14 (точка 1 на рис. 184). Это равновесие, однако, будет неустойчивым, так как через дроссель 12 (см. рис. 183) осуществляется постепенное выравнивание давлений по обе стороны сильфона 13, сопровождающееся перемещением стержня вверх (штриховые отрезки на рис. 184).

Устойчивое равновесие наступает тогда, когда разность на сильфоне 13 (см. рис. 183) станет равной нулю, т. е. когда стержень возвратится

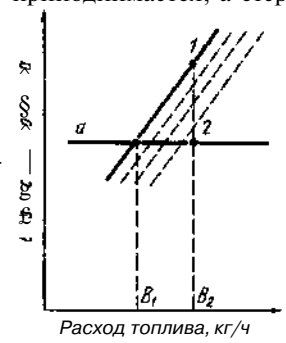


Рис. 184. Действие пропорциональной составляющей регулятора

в первоначальное положение. Но при этом действие сильфона 1 на рычаг 5 также должно принять прежнее значение, что означает возвращение вязкости к исходному значению (точка 2 на рис. 184).

Время выравнивания сигналов по полостям сильфона 1 называют временем интегрирования (временем изодрома). Время изодрома является одним из настроечных параметров регулятора. Чтобы процесс регулирования протекал плавно, время интегрирования $T_{ин}$ должно соответствовать скорости изменения вязкости топлива в подогревателе. Для каждой автоматической системы существует одно оптимальное значение $T_{ин}$. Если значение $T_{ин}$ меньше оптимального, возникает чрезмерная колебательность, а если больше - процесс будет затягиваться.

Дроссель 12 (см. рис. 183) снабжен шкалой, градуированной по времени от 0 до 5 мин. В процессе настройки получают то значение $T_{ин}$, которое следует установить по этой шкале. Чтобы перекрыть дроссель 12 полностью, необходимо повернуть его маховичок до отказа против часовой стрелки.

Действие пропорциональной составляющей зависит от угла между кривошипом и рычагом 11. То или иное значение угла α устанавливают, вращая установочный винт, поворачивающий диск. На диске расположены две шкалы: белая А и черная В; каждая из них разбита на деления от 0 до 150%, выражающие ширину зоны пропорциональности регулятора.

Зона пропорциональности-другой настроечный параметр регулятора; она определяет соотношение между изменением давления на входе (в полости сильфона 1) и на выходе (в магистрали 14) регулятора. Зоной пропорциональности регулятора называется отклонение стрелки (выраженное в процентах) по всей шкале 3, которое вызывает на выходе регулятора (в магистрали 14) отклонение управляющего давления от 20 до 98 кПа. Парорегулирующий клапан системы при этом перемещается из положения «открыто» в положение «закрыто».

Пример 1. Если вся шкала разбита на 200° R1, а на шкале диска установлена ширина зоны пропорциональности, равная 15%, то полное изменение управляющего сигнала на выходе регулятора произойдет, когда вязкость топлива изменится на $\Delta p = 200 \cdot 0,15 = 30^\circ R1$, например, от 65 до 95° R1.

Пример 2. Пусть установлена ширина зоны пропорциональности В, равная 20%. Требуется определить, на какую долю полного хода переместится парорегулирующий клапан, когда вязкость изменится от 75 до 65° R1. Вся шкала прибора разбита на 200° R1.

Решение. Изменение вязкости $\Delta m \cdot V = 75 - 65 = 10^\circ R1$.

Изменения, соответствующие установленной ширине зоны пропорциональности, $\Delta T_1 = 200 \cdot 0,2 = 40^\circ R1$, поэтому изменение хода клапана $\Delta t = \Delta t' \cdot \Delta t_2 / \Delta t_1 = 10:40 = 0,25$, т.е. 25% полного хода этого клапана.

Настройка регулятора состоит в том, чтобы из всех возможных выбрать оптимальные значения обоих настроечных параметров: ширины зоны пропорциональности $B_{опт}$ и времени интегрирования $T_{ин,опт}$. Такое значение обеспечивает наиболее быстрое и плавное регулирование вязкости при маневрировании.

В регуляторе ВИСК-2Ш регулируемая величина-вязкость топлива - измеряется по давлению сжатого воздуха, поступающего от преобразователя, манометрической трубкой и указывается стрелкой на шкале регулятора (см. рис. 182). Отклонение стрелки передается управляющему цилиндру.

Скошенная кромка на окружности этого цилиндра перекрывает струйку воздуха, вытекающую из верхнего сопла, в большей или меньшей степени в зависимости от вязкости топлива, вследствие чего в нижнем сопле и по мембранной усилителя устанавливается определенное давление. Давление сжатого воздуха во внутренней полости сильфона характеризует степень ЖОС, количественным выражением которой является зона пропорциональности В, определяющая соотношение между смещением стрелки и отклонением давления сжатого воздуха на выходе регулятора. Численно зона пропорциональности равна перемещению стрелки (выраженному в процентах) по всей шкале регулятора; это перемещение вызывает изменение давления сжатого воздуха на выходе регулятора в полном рабочем диапазоне.

Давление в наружной полости сильфона обуславливает интегральную составляющую управляющего сигнала регулятора. Изменение этого давления отстает от изменения давления во внутренней полости сильфона обратной связи вследствие наличия сопротивления (дросселя).

Степень прикрытия дросселя определяет скорость выравнивания давления сжатого воздуха между внутренней и наружными полостями сильфона; Эта скорость называется временем интегрирования $T_{ин}$. По мере того как давление через дроссель выравнивается, управляющий сигнал на выходе регулятора изменяется таким образом, что вязкость топлива возвращается к прежнему значению. Именно благодаря действию интегральной составляющей обратной связи обеспечивается постоянство регулируемого значения вязкости топлива при всех нагрузках главного двигателя.

Ширина зоны пропорциональности В и время интегрирования $T_{ин}$ являются настроечными параметрами регулятора, от которых зависит качество регулирования, -колебательность или затаенность процесса регулирования вязкости. Регулятор имеет плату с настроечными приспособлениями для установки значений В и $T_{ин}$. Одна шкала служит для установки зоны пропорциональности, другая-для установки времени интегрирования. При изменении уставки В плату настройки перемещают до упора вправо, поел чего красную метку на винте дросселя устанавливают против нужного значения времени интегрирования по шкале. Имеется также отдельный винт настройки.

Экспериментальное определение оптимальных значений настроечных параметров регуляторов вязкости. Сущность эксперимента состоит в том, что автоматическую систему, оставленную с одним лишь пропорциональным воздействием¹, выводят на границу устойчивости, которая фиксируется как возникновение в системе незатухающих колебаний. При этом фиксируют значение ширины зоны пропорциональности регулятора, при которой возникли такие колебания. Это значение ширины зоны пропорциональности $B_{кр}$ называется критическим, а период $T_{кр}$ (в мин) незатухающих колебаний-предельным.

Оптимальные значения настроечных параметров, которые устанавливают регуляторам, рассчитывают по формулам: $B_{опт} = 2,2 B_{кр}^*$; $T_{ин,опт} = 0,83 T_{кр}^*$.

¹ Интегральное воздействие на время опыта снимают, перекрыв дроссель 12 (см. рис. 183). Рассматривается система ВИСК-21П.

При постановке и проведении эксперимента рекомендуется такая последовательность операций.

1. Проводят наружный осмотр и проверку исправности всех элементов системы. Если настройка запланирована вследствие неудовлетворительно-го качества регулирования вязкости при маневрировании судна, следует прежде всего убедиться, что сами элементы системы находятся в исправном состоянии, а рабочей средой служит чистый сжатый воздух требуемого давления. Такую поэлементную проверку проводят при отключенной системе регулирования.

2. Проверяют ПИ-регулятор. В системе VAF-й Вискотерм» проверяют кинематику рычажной системы на люфты, трение; изнашивание можно проверить, пошевеливая сильфон 1 (см. рис. 183) или трубку Бурдона. Прижимая и отпуская заслонку усилительного элемента, проверяют работу пары «сопло-заслонка» и усилительного реле. Перемещение винта 16 установки ширины зоны пропорциональности на установившемся режиме работы не должно вызывать заметных изменений выходного давления регулятора.

В регуляторе ВИСК-21П соединение стрелки с управляющим цилиндром проверяют, слегка шевеля стрелку пальцами. Чуть поворачивая цилиндр при включенном питании регулятора воздуха, контролируют действие сопла и усилителя. Перемещение винта установки нуля не должно вызывать заметных отклонений выходного давления.

В парорегулирующем клапане с сервомотором проверяют состояние штока клапана, набивки и зажатия уплотняющего сальника. Наиболее полным контролем является построение статической характеристики клапана. Такую характеристику снимают при выключенной системе. Управление переводят на дистанционное, и со станции управления передают давление сжатого воздуха во всем рабочем диапазоне.

Преобразователь тарируют на заводе, перестроек тарировки на судах надо избегать. При необходимости корректируют положение «на нулях» (операции корректировки изложены в инструкции). Попадание воздуха в полости мембраны проявляется в довольно быстрых колебаниях (одно колебание в секунду или более) показывающей (черной) стрелки на шкале регулятора.

Проводить эксперимент следует при спокойном состоянии моря, когда энергетическая установка работает на установившемся режиме полной мощности и маневров в ближайшие часы не планируется. Заранее готовят секундомер, блокнот для записей, миллиметровую бумагу для вычерчивания графиков. Приступая к опыту, выполняют следующие операции:

- 1) ширину зоны пропорциональности устанавливают 35-40%;
- 2) выключают интегральную составляющую, поворачивая маховик дросселя 12 (см. рис. 183) до отказа против часовой стрелки (в регуляторе ВИСК-2Ш винт дросселя уставки $T_{\text{и}}$ поворачивают до отказа по часовой стрелке в сторону наибольшей отметки времени: $T_{\text{и}} = 20$ мин);
- 3) ступенчато уменьшают зону пропорциональности, вначале примерно на 5%, затем на меньшие значения. После каждого уменьшения наблюдают, не начались ли колебания. Эти наблюдения удобнее всего вести по манометру регулятора, фиксирующему его выходное давление.

Период колебаний в системе регулирования вязкости топлива состав-

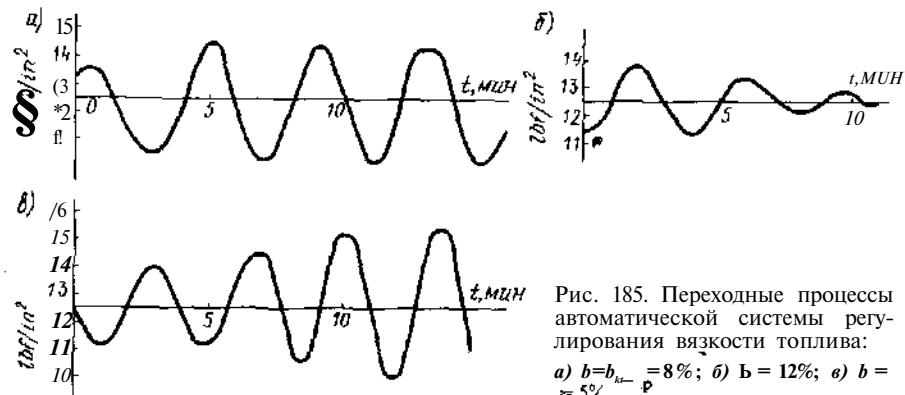


Рис. 185. Переходные процессы автоматической системы регулирования вязкости топлива:

а) $b = b_{\text{уст}} = 8\%$; б) $b = 12\%$; в) $b = 5\%$

ляет несколько минут, поэтому при наблюдениях следует, заметив показания манометра, пустить секундомер и продолжать наблюдения за стрелкой манометра 1-1,5 мин. Если за это время существенных изменений выходного давления не зафиксировано, то граница колебательного режима еще не достигнута. Если же колебания появились, начинают их запись через равные промежутки времени (10-15 с) в течение нескольких периодов, чтобы проверить, в какой степени эти колебания близки к затухающим.

Время от времени после очередного изменения зоны пропорциональности целесообразно систему «толкнуть», чтобы колебания проявились, если наступили условия их существования. Это можно выполнить с поста управления дистанционно, уменьшив или увеличив на непродолжительное время (10-15 с) открытие парорегулирующего клапана;

4) колебания в системе могут быть затухающими, незатухающими или расходящимися. Опыт заканчивают, когда достигнут установившихся колебаний и зафиксированы упомянутые выше значения $B_{\text{уст}}$ и $T_{\text{уст}}$. Затем рассчитывают искомые оптимальные значения, например, по данным рис. 185 (давление определено по штатным приборам в фунт-силах на квадратный дюйм¹): $B_{\text{уст}} = 2,2B_{\text{уст}} = 2,2 \cdot 8 = 17,6\%$; $T_{\text{уст}} = 0,83T_{\text{уст}} = 0,83 \cdot 4 = 3,32$ мин.

Эти значения устанавливают на шкалах регуляторов. Расчетные величины при этом округляют.

Глава XVII. ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ И КОНТРОЛЯ

§ 79. ПРОВЕРКА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СИСТЕМ ДАУ

Любой объект судовой техники должен отвечать определенным техническим требованиям. Однако в процессе работы объекта и его системы автоматизации могут возникать неисправности, нарушающие указанное соответствие. Возникает задача восстановления работоспособности автома-

¹ 1 фунт-сила на квадратный дюйм (lbf/in²) равен 6894,76 Па.

тизированного объекта, т.е. задача нахождения и устранения неисправностей. Ее решение невозможно без эпизодического или непрерывного контроля состояния автоматизированного объекта. Если в результате контроля обнаруживают наличие неисправности, то организуют диагностирование (поиск и локализацию неисправности) с целью установления места и причин ее возникновения.

Процесс контроля в общем случае заключается в измерении определенных параметров, вычислении показателей технического состояния, сравнении их с допустимыми значениями и принятии решения о состоянии автоматизированного объекта. Сбор информации проводится с помощью измерительных систем и сигнальных датчиков, фиксирующих, оценивающих, измеряющих характеристики систем, блоков, узлов объекта.

При испытаниях судна можно провести самую полную проверку. При этом контролю подвергают все необходимые параметры в устройствах и системах, входящих в проверяемый комплекс. Для этого контроля характерны большое число проверяемых параметров, значительное время его проведения и большое число точек соединения с проверяемым объектом. В результате проверки получают объективные данные обо всех контролируемых параметрах и узнают места неисправностей с точностью до системы, блока или сменного узла.

Объем контроля при ходовой проверке, предназначенной для оценки оборудования судов в процессе плавания, обуславливается числом жизненно важных параметров, контроль которых обеспечивает нормальное функционирование оборудования во время плавания.

При предрейсовой проверке ограничиваются минимально необходимым числом параметров, позволяющих судить об исправности и работоспособности системы. Для этой проверки характерны малое время, минимальное число соединений с проверяемыми объектами и исключительно высокие требования к достоверности результатов контроля.

Системы ДАУ включают в себя электронную или пневматическую логическую часть, обеспечивающую (совместно с датчиками и выходными устройствами) пуск, реверс главного двигателя и его работу в аварийном режиме, и электрическую или пневматическую следящую дистанционную передачу, предназначенную для изменения скоростного режима главного двигателя.

В общем случае возможны следующие виды управления главным двигателем: дистанционное автоматизированное из рулевой рубки, дистанционное с центрального поста управления, аварийное с центрального поста управления, аварийное ручное с местного поста. Конструктивно система состоит из следующих узлов: функциональных блоков, задающих устройств, конечных выключателей и датчиков, выходных устройств, панели коммуникации, панели аварийных сигналов, панели автоматической защиты. Каждый блок выполняет свою функцию в соответствии с назначением в общем алгоритме управления.

На лицевой панели шкафа электронных блоков системы ДАУ сосредоточены все рукоятки, тумблеры, измерительные приборы и испытательные точки, позволяющие проводить профилактическую проверку, настройку и испытание системы и ее отдельных устройств. Здесь имеется мнемосхема

с сигнальными лампами, отмечающими выполнение системой операций управления.

В блоке имеются тумблеры, которыми можно отключать различные программы при работе системы, а также испытательная модель телеграфа, которая позволяет отключить телеграф в рулевой рубке и непосредственно со шкафа ДАУ проверить все операции управления и изменения режима с немедленным контролем исполнения. Кроме того, в системе ДАУ имеется блок испытания угловой скорости двигателя, который позволяет подстраивать компараторы угловой скорости двигателя. При помощи этого блока можно имитировать угловую скорость при неработающем двигателе, что позволяет проводить функциональные испытания и контроль работы системы ДАУ.

При неработающем главном двигателе можно следующим образом проверять действие электронного оборудования системы.

Главный пусковой клапан нужно перекрыть, чтобы пусковой воздух не поступал к двигателю. Так как распределительный вал стоит в положении «вперед» или «назад», испытание нужно проводить только в соответствующем направлении. В блоке испытания угловой скорости двигателя выключатель «тахо»-«испытание» нужно перевести в положение «испытание». Систему ДАУ следует переключить на управление с мостика. Последовательность операции испытания и сигнализации их выполнения приведены в инструкциях.

Для облегчения испытаний и контроля входных сигналов в каждом блоке имеются контрольные точки по каждому каналу. Наличие и значение этих сигналов можно определить вольтметром. Взаимодействие между основными электронными блоками, прохождение различных входных сигналов и исполнение команд в некоторой степени можно проконтролировать при помощи блока мнемосхемы и контроля. Этот блок имеет ряд сигнальных ламп. Каждая лампа сигнализирует об исправности тех блоков и исполнительных устройств, к которым она подключена. Зная последовательность проверки системы и взаимодействие блоков, можно по загоранию ламп на блоке мнемосхемы и контроля судить об исправности отдельных блоков и устройств.

В блоке мнемосхемы имеется «испытательный телеграф». Он состоит из потенциометра, имитирующего потенциометр трансмиттера, телеграфа и переключателя, которым можно переключить управление двигателем с телеграфа мостика на испытательный телеграф. Лампы «работа» и «испытание» дополнительно контролируют положение, в котором находится выключатель. Однако блок мнемосхемы и контроля не позволяет обнаружить место отказа. Для конкретизации отказа приходится пользоваться тестовыми таблицами отыскания неисправностей.

Не все стороны работы двигателя можно проконтролировать в процессе проверки при неработающем двигателе. Широкую проверку системы ДАУ позволяет провести имитационная приставка. Она состоит из набора тумблеров, при помощи которых можно имитировать различные конечные выключатели и датчики системы. Имитационную приставку подключают к электронному шкафу системы ДАУ. Имитационная приставка позволяет проверять систему ДАУ при неработающем двигателе.

Таким образом, блок мнемосхемы и контроля позволяет проследить

за выполнением отдельных функций системы ДАУ и прохождением сигналов к блокам и выходным устройствам. Однако для нахождения неисправностей приходится пользоваться объемными тестами отыскания неисправностей.

§ 80. ПОИСК НЕИСПРАВНОСТЕЙ В СИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ

Система дистанционного автоматизированного управления судовыми дизелями, работающими на гребной винт, имеет много подсистем.

При отказе ДАУ локализация неисправности должна осуществляться в минимально необходимое время. Такая программа обнаружения неисправности является оптимальной, и ее можно отыскать путем перебора всех возможных программ локализации отказов с оценкой для каждой из них среднего времени поиска. Определение оптимальной программы диагностирования можно рассматривать как задачу динамического программирования с использованием теории информации:

диагностирование отказов элементов рассматривается как управляемый процесс;

процесс поиска отказа является многошаговым, следовательно, и поиск оптимального решения тоже многошаговый;

время поиска отказа является функцией критерия качества информационных состояний и проверки функционирования каждого элемента.

При определении программы локализации неисправностей в объекте выбирают последовательность проверок выходных сигналов всех элементов. При этом объект должен переходить из начального информационного состояния в конечное так, чтобы критерий - среднее время поиска-обращался в минимум. Следовательно, множество проверок оказывает управляющее воздействие на процесс локализации неисправностей, а сам процесс последовательного поиска оптимального решения обеспечивает многошаговость. Определение оптимальной программы локализации неисправностей в объекте можно представить как минимальный путь разбиения первоначального информационного состояния последовательностью проверок до конечных информационных состояний.

Следовательно, этот путь можно характеризовать некоторой траекторией, которую можно представить дифференциальным уравнением в векторной форме. Метод динамического программирования дает программу наиболее рациональных вычислений для нахождения оптимальной траектории и оптимального управления. Векторная запись скрывает действительный объем вычислительной работы. Даже в простейших системах с минимальным числом элементов требуется запоминать много чисел, дающих значение критерия оптимальности от различных состояний.

В настоящее время все большее внимание уделяется оценке работоспособности судовой аппаратуры автоматики на основе ее функционирования с учетом сложного комплекса воздействующих факторов, особенностей проектирования, производства и эксплуатации, а также способности аппаратуры выдерживать нагрузки: электрические, гидравлические, пневматические, вибрационные, температурные и т.п.

Судовую систему дистанционного автоматизированного управления можно расчленить на функциональные элементы большей или меньшей сложности. При этом функциональные элементы большей сложности, в свою очередь, могут расчленяться на более простые и т.д. Пределом такого расчленения являются первичные функциональные элементы, которые определяют точность локализации места отказа.

Необходимость повышения достоверности технической диагностики, растущие требования к быстрдействию при выполнении контрольных проверок обуславливают целесообразность автоматизации процессов контроля, применения вычислительных машин для решения задач контроля работоспособности и локализации неисправностей в сложных технических системах и объектах.

Расчет оптимальных по временным затратам программ диагностирования можно расчленить на элементарные операции, выполнение которых чередуется между собой.

При составлении алгоритма используется операторный метод, основанный на составлении логических схем алгоритмов. Обозначим буквой A оператор, буквой P - проверяемое логическое условие, буквой O - прекращение работы ЛСА.

Исходными величинами для составления алгоритма являются: функциональная схема ДАУ, на основе которой составляют матрицу отказов элементов. Столбцы матрицы - коды проверок элементов I_j , строки матрицы - коды состояний объекта при отказе элемента c_i . Остальные обозначения: относительные вероятности интенсивности отказов элементов q_i ; относительное среднее время, необходимое для проведения проверки с целью определения отказа каждого элемента x_i ; число элементов в объекте m и число взаимонезависимых функциональных элементов системы z .

Для расчета оптимальной программы диагностирования введем следующие операторы и логические условия:

- "Ц-ввод исходных данных: L_i, c_i, q_i, m, z ;
- A_1 - запоминание кодов всех проверок A_j , которые входят в общее число информационных состояний S_K ;
- P_1 - проверка условия взаимонезависимых элементов z (один или большее число);
- A_2 - логическое перемножение кодов j -х проверок на код i -х состояний матрицы отказов элементов при $i \neq j$, где $i = 1, 2, \dots, m$ и $j = 1, 2, \dots, m$, т.е. получение матрицы двух взаимонезависимых элементов;
- A_3 - разделение главной диагонали матрицы ($q_i I_i$) взаимонезависимых функциональных элементов и для исключения повторяющихся комбинаций; все единицы выше диагонали заменить на нули;
- A_4 I_1 - запоминание номеров столбцов предыдущей матрицы (A_i или A_j) взаимонезависимых элементов, где имеются единицы, соответствующие номерам проверок I_j , которых на один меньше, чем число взаимонезависимых элементов, а также запоминание самой матрицы;
- L_1 - логическое произведение кодов проверок, номера которых соответствуют номерам столбцов на код проверки, номер которой соответствует номеру строки («П стр.») матрицы A_6 или A_n ;
- A_5 - запоминание кодов полученных произведений A_n или A_{12} , входящих в общее число информационных состояний S_K ;
- P_2 - проверка условия: число взаимонезависимых элементов меньше заданного или равно ему;

L_{10} -логическое произведение кодов столбцов матрицы A_{10} , где имеется единица, на коды столбцов, номера которых соответствуют номеру строки («Стб. стр.»), которая пересекается с единицей;

P_{14} -проверка условия: число z больше заданного или равно ему;

L_{11} -логическое произведение кодов столбцов матрицы A_{11} , где имеется единица, на коды столбцов, номера которых соответствуют номеру строки A_{11} , которая пересекается с единицей;

A_{16} -инверсия исходной матрицы отказов элементов;

L_{17} -логическое произведение кода исходного информационного состояния на коды инверсных проверок \bar{P}_j ;

A_{18} -логическое произведение кодов инверсных проверок \bar{P}_j , на коды прямых проверок P_j , номера которых соответствуют номерам строк в матрице A_{18} , где стоят единицы;

L_{19} -запоминание информационных состояний объекта без повторяющихся комбинаций;

A_{20} -определение порядкового номера единиц, т.е. соответствие их номерам элементов в функциональной схеме объекта;

L_{21} -определение разрешенных проверок, т.е. проверок, в которых для состояния S_{ij} в разрядах имеются и единицы, и нули;

A_{22} -определение состояний S^i и S^k которые определяются по матрице прямых проверок для S^i и по матрице инверсных проверок для S^k наличием единиц;

L_{23} - U^{mm} P^{nn} ие всех условных вероятностей отказов функциональных элементов объекта, входящих в рассматриваемое состояние S^i ;

A_{27} -умножение сумм условных вероятностей отказов элементов объекта, входящих в состояние S^i на время выполнения рассматриваемой проверки t_j ;

P_{25} -проверка условия: код SE^* содержит две единицы или более;

S_k^r $t_{26,27}$ -нахождение среднего времени диагноза tE_{i-k}^r и $t^{\wedge i}$ в состояниях S^i и

L_{28} -определение среднего времени диагноза $4^{\wedge k} = t, \xi q_f + tE_{i-k}^r, \dots + t^{\wedge n}$ в состоянии S^i ;

L_{29} -запоминание g_{i-k}^r и номера рассматриваемой совместно с S^i проверки

P_{30} - P_{34} проверка условия: все ли множество разрешенных проверок рассмотрено в состоянии S^i ;

A_{33} -определение минимального среднего времени диагноза в состоянии S^i ;

D_{32} - z запоминание t_{i-k} соответствующей ему проверки P_j ;

P_{33} -проверка условия: все ли множество состояний рассмотрено;

L_{34} -печать оптимальной программы диагностики и прекращение работы алгоритма.

Операторная схема алгоритма

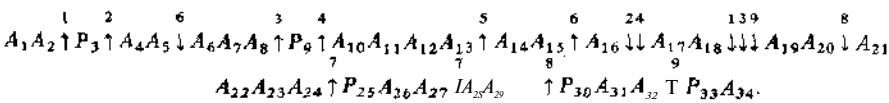


Схема приведенного алгоритма представлена на рис. 186.

Построение оптимальной программы локализации отказов рассмотрим на простом примере функциональной модели (рис. 187). При расчете программы локализации отказов элементов даже такого простого примера получается более 50 информационных состояний. Конечный результат оптимальной программы представлен в табл. 21.

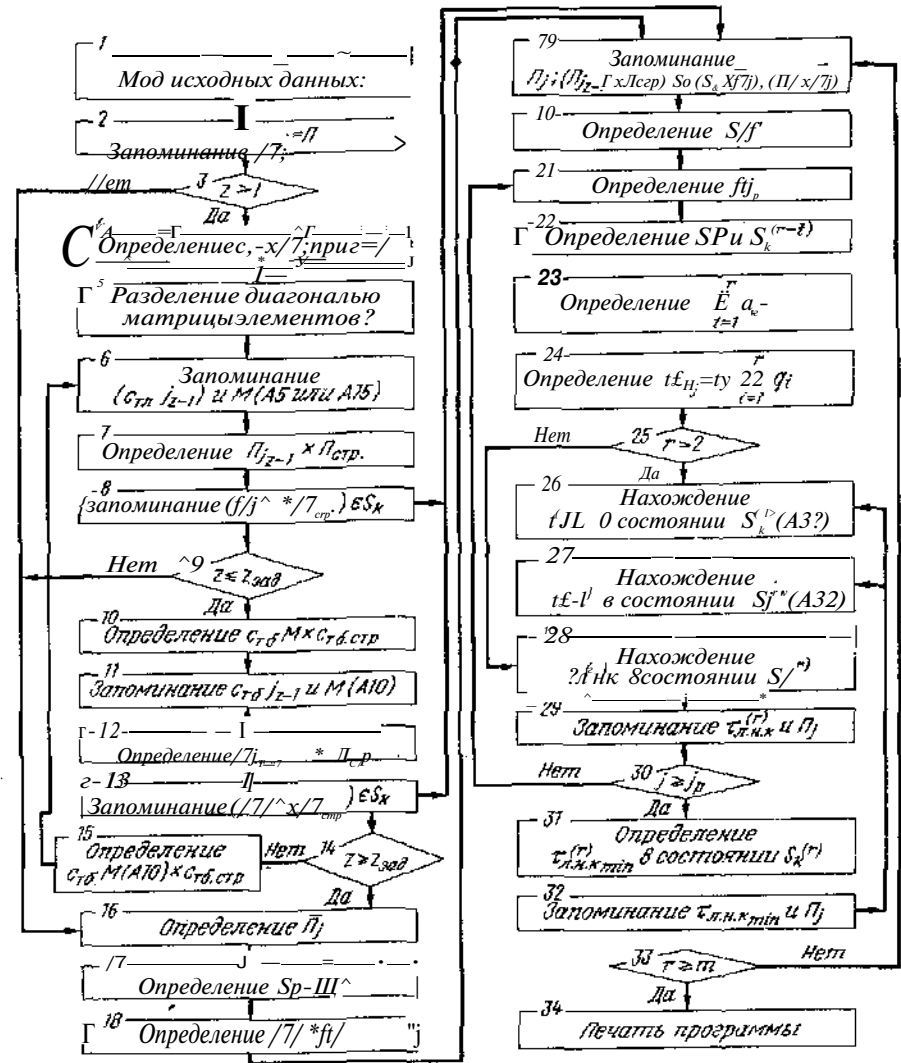


Рис. 186. Алгоритм расчета оптимальной программы локализации отказов на ЭВМ

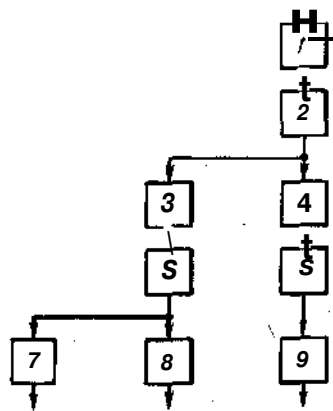


Рис. 187. Схема объекта диагностирования

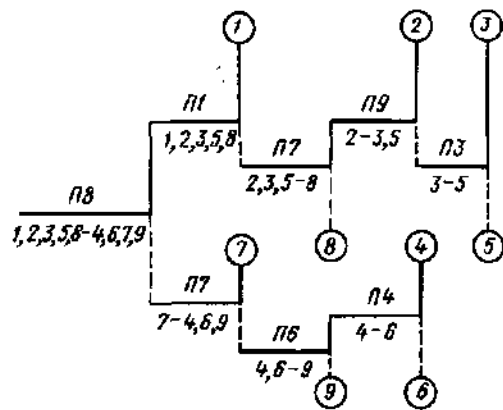


Рис. 188. Оптимальная программа локализации отказов

Таблица 21

№ п/п	Исходное информационное состояние	Время локализации неисправности	Оптимальная проверка	Оптимальное информационное состояние
1	123456789	0,16891	8	12358^*679
2	12358	0,05019	1	1-2358
3	2358	0,00958	7	235-8
4	4679	0,08539	7	7^69
5	235	0,00764	9	2-35
6	469	0,06965	6	46-9
7	35	0,00559	3	3-5
8	46	0,00559	4	4-6

Согласно данным этой таблицы строят оптимальную программу локализации неисправностей в объекте, которая представлена на рис. 188.

Использование микропроцессоров для поиска и локализации неисправностей в системах автоматизированного управления и контроля позволяет сократить время поиска неисправностей примерно в 10 раз. Это повышает надежность и долговечность не только систем автоматики, но и всей энергетической установки судна.

1. Автоматизация судовых энергетических установок./Под ред. Р. А. Нелепина. Л.: Судостроение, 1975. 534 с. (Справочное пособие).
2. Андресен В. А., Войтецкий В. В., Колкунов Ю. И. Комплекс систем автоматизированного управления техническими средствами газотурбохода «Капитан Смирнов». Судостроение, 1980, № 3, с. 33-36.
3. Артемов Г. А., Бойков В. П., Гильмутдинов А. Г. Судовые газотурбинные установки. Л.: Судостроение, 1978. 246 с.
4. Басин А. М., Анфимов В. Н. Гидродинамика судна. Л.: Речной транспорт, 1961. 684 с.
5. Бондаренко В. С. Автоматизированные системы управления на морском транспорте. М.: Транспорт, 1977. 136 с.
6. Булыгин П. А. Газотурбинные установки судов на подводных крыльях. Л.: Судостроение, 1971. 192 с.
7. Веллер В. Автоматизация судов. Л.: Судостроение, 1975. 280 с.
8. Вудворд Д. Морские газотурбинные установки. Л.: Судостроение, 1979. 360 с.
9. Гаврилов В. С., Камкин С. В., Шмелев В. П. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. М.: Транспорт, 1975. 296 с.
10. Газотурбинные установки морских судов. Под ред. А. Г. Курзона. М.: Транспорт, 1967. 496 с.
11. Гительман А. И. Динамика и управление судовых газотурбинных установок. Л.: Судостроение, 1974. 320 с.
12. Козьминых А. В., Севастьянов Р. А. Оптимальное управление судовыми энергетическими установками. М.: ЦРИА «Морфлот», 1978. 40 с. (Учебное пособие).
13. Котляр И. В. Судовые газотурбинные установки. Л.: Судостроение, 1967. 284 с.
14. Кринецкий И. И. Регулирование двигателей внутреннего сгорания. М.: Mashiz, 1960. 192 с.
15. Кринецкий И. И. Судовая автоматика. М.: Пищевая промышленность, 1978. 440 с.
16. Крутое В. И. Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект. М.: Машиностроение, 1978. 472 с.
17. Крутов В. И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1979. 616 с.
18. Крутов В. И. Сборник задач по теории автоматического регулирования двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1972. 209 с.
19. Кутасин Б. П. Судовая электроавтоматика. М.: Морской транспорт, 1962. 408 с.
20. Кутьин Л. И. Автоматизация судовых дизельных и газотурбинных установок. Л.: Судостроение, 1973. 384 с.
21. Ланчуковский В. И., Виноградов А. А., Тимохин В. В., Трофимов П. С. Автоматизированное управление судовыми дизелями. Одесса: Маяк, 1972. 88 с.
22. Левин М. И. Автоматизация судовых дизельных установок. Л.: Судостроение. 1969. 466 с.
23. Маслов Л. А. Судовые газотурбинные установки. Л.: Судостроение, 1973. 400 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

В указатель включены научные и технические термины, встречающиеся в учебнике, в том числе и во введении. Понятия сгруппированы в рубрики и подчиненные им подрубрики с применением, где это целесообразно, приема инверсии; в этом случае рубрика или подрубрика начинается со слова, на которое падает смысловый акцент («Вышнеградского диаграмма», «Дизель судовой»). Все понятия расположены по алфавиту первого слова. Порядок размещения материала алфавитный по слову («слово за словом»). Знаки тире заменяют повторяющиеся начальные слова. Цифры-номера страниц.

Автоматическая система регулирования 8
 Алгоритм 39
 Алгоритмизация 39
 Амплитудно-фазовый критерий устойчивости (рис. 85) 107-110
 Аналитическая модель объекта диагностирования 252

Безотказность средств автоматизации 10

Виброакустический метод диагностирования 267
 Визуальный метод контроля 269
 Воздушно-пусковая система дизельной установки 78
 Время переходного процесса 114
 Вышнеградского диаграмма (рис. 81) 104, 105
 Вязкость топлива 168

Газотурбинные установки:
 историческая справка 42-44
 состав 45
 Газотурбинный двигатель:
 блокированный двухвальный (рис. 28) 46
 - одновальный (рис. 26) 45
 со свободной турбиной *двухвальный* (рис. 30) 46, 47
 —трехвальный (рис. 31) 47
 Гидрозамедлитель 149
 Гидрореверсивная передача 61
 Граф причинно-следственных связей 258-262
 Граф-модель функциональная 262-264
 Граф-схема (рис. 25) 41
 Грузовая система, автоматизированное управление 222, 223
 ГТД *см.* Газотурбинный двигатель

Датчики давления:
 реостатный 225
 типа ДИД 225
 Датчик уровня «Мак-Доннель» 69 226
 ДАУ *см.* Дистанционное автоматизированное управление
 Диагностика 243
 Дизель судовой:
 принципиальная схема (рис. 41) 64
 функциональная схема (рис. 42) 63
 Динамический режим работы двигателя *см.*
 Неустановившийся режим работы двигателя

Дистанционное автоматизированное управление-
 вспомогательными механизмами 8
 главными двигателями 7
 дизель-генераторами 8

Долговечность средств автоматизации 9
 Доходы от внедрения средств автоматизации 12
 Д-разбиение *см.* Обобщенный метод определения устойчивости

Заброс угловой скорости в переходном процессе 114
 «Зависание» турбокомпрессора 60, 61
 Защита газотурбинной установки:
 • по давлению смазочного масла и охлаждающей воды 283, 284
 - угловой скорости вала двигателя 283
 Знаки автоматизации судов:
 А1 5, 6
 А2 5, 6
 Зона неустойчивости угловой скорости *см.*
 Зона нечувствительности регулятора
 Зона нечувствительности регулятора 95

Интегральный регулятор *см.* Регулятор астатический
 Интенсивность эксплуатации средств автоматизации 10
 «Испытательный телеграф» 307

Катаракт 121
 Комплексная автоматизация судовой энергетической установки 9
 Композиция (рис. 19) 29
 Компрессоры пускового воздуха, автоматизированное управление (рис. 158) 219, 220
 Коэффициент запаса по *помпажу* 57, 284
 - полезного действия общей энергетической установки с параллельно работающими дизелями 32
 - усиления:
 со нагрузке 24
 - топливоподаче 24, 27
 Критерии оптимальности 27

Логическая схема алгоритма 40
 Логические условия, обозначения 41
 ЛСД *см.* Логическая схема алгоритма

Масло-водяной холодильник 85-87
 Машина централизованного контроля в ЦСК дизельной установки:
 теплохода «Новгород» (рис. 162) 229-233
 - «Котовский» (рис. 161) 226-229
 Местный пост управления 7
 Михайлова критерий устойчивости (рис. 83) 105-107
 Мнемосхемы ЦСК дизельной установки теплохода «Котовский» (рис. 165) 240

Моделирование переходного процесса на электронно-вычислительной машине: по дифференциальным уравнениям системы 115, 116
- структурной схеме исследуемой системы 115

Надежность средств автоматизации 9
Насос - регулятор угловой скорости вала газотурбинного двигателя судов типа «Капитан Смирнов» (рис. 123, 124) 154-156

Настройка: регуляторов вязкости тяжелого топлива ВИСК-21П (рис. 182) 299, 302
— VAF-«ВНСКОТерм» (рис. 183) III, 299, 300, 301, 302
- угловой скорости дизелей 289-294 терморегулирующих устройств 297

Недостаточное использование мощности двигателя (рис. 14) 20

Неисправности регуляторов: температуры непрямого действия пневматического типа (табл. 20) 295, 296
- прямого действия 295
угловой скорости (табл. 17) 287, 288

Неравномерность регулирования 20
Неустойчивый режим работы двигателя 22, 23

Обобщенный метод определения устойчивости (рис. 86) 110-113

Ограничитель нарастания давления (рис. 117) 149, 150

ОНД см. Ограничитель нарастания давления

Операторы, обозначения 40
Определение технического состояния объекта 243

Оптимальная программа локализации неисправностей в объекте (рис. 188) 309-312

Оптимальный объем автоматизации 11
Организация труда судового экипажа 10, II

Параллельная работа двигателей 31, 32

Параметр структурный 251
- диагностический: допустимый 252
номинальный 252
предельный 252
текущий 252

Параметры процесса сгорания в дизеле 31
Перегрузка двигателя (рис. 13) 19

Переходный процесс 113, 114
ПИ-регулятор см. Регуляторы: изодромный

Помпак компрессора 56, 57
Понтрягина «принцип максимума» 30

Постоянная времени 27
Прибор «Силометр» С-70 для контроля уровня жидкости в цистерне 226

Приемистость 149
Проверка систем дистанционного автоматизированного управления (объем): предрейсовая 306

при испытаниях судна 306
ходовая 306

Проверка электронного оборудования системы ДАУ главного двигателя 306, 307

Программы управления автоматизированными дизельными установками 72, 73

Пропульсивный комплекс 22

-Противопожарная защита газотурбинной установки:
выпуском воздуха за компрессором (рис. 177) 285, 286
— из промежуточных ступеней компрессора 285

Пульт управления системы ДАУ 8

Работа двигателя в тропиках 298

Реверсивный редуктор 62

Регулирование температуры масла в дизеле (рис. 57) 86

-- охлаждающей воды в дизеле: дросселированием (рис. 55, б) 82
обводом (рис. 55, а) 83
перепуском (рис. 55, а) 82

Регуляторы:

аиаоло-дискретный конструкции ЛВИМУ 148
астатический (рис. 72) 97-99
вязкости топлива «Аскания-Вискозимат» (рис. 135) 169-171

-- VAF-«ВНСКОТерм» (рис. 136) 171-173
изодромный (рис. 78) 101-104
приемистости упорного типа газотурбинного двигателя (рис. 118) 150, 151

пропорционально-интегральный см. Регуляторы: изодромный

расхода топлива газотурбинного двигателя ГТУ-20 (рис. 120) 152, 153

статический (рис. 76) 99-101

температуры воды (масла) АКО-«Опладен» (рис. 129) 160, 161

— «Волтэн» (рис. 130) 160, 161, 162

— газов газотурбинного двигателя газотурбохода «Капитан Смирнов» 153, 154

— наддувочного воздуха «Дженерал электрик» 540-01 (рис. МО) 174, 175

угловой скорости вала главного двигателя, классификация 90-92

— теплохода «Росток» (рис. 115) 147, 148

— двигателя, определение 19

— Д-50 (рис. 99) 126, 127, 128

— д.10о 126, 127, 128

— ДРЗО/50-2 (рис. 92) 117, 118

— ДРЗО/50-3 (рис. 92) 117, 118

— Р13М-2КЕ двигателя ДР43/61 (рис. 101) 128, 129

— 6425/34 конструкции ЦНИДИ (рис. 94) 118, 120, 121

— 64РП25/34 конструкции ЦНИДИ 118, 120, 121

— КЗ57/80 фирмы МАН (рис. 96, 97) 122-124

— КЗ70/120 фирмы МАН 122-126

— КЗ78/140 фирмы МАН 122-126

— 6ТД56 фирмы «Зульцер» (рис. 95) 121, 122

-- ВРН-30 (рис. 102) 130, 131

— ОРН-30 (рис. 102) 130, 131

— РНК (рис. 93) 118, 119

— серии DYNA 145-147

— типа 990 фирмы STL (рис. 112) 144, 145

-- турбокомпрессора высокого давления

в системе управления ГТУ-20 (рис. 125) 156-159

— низкого давления в системе управления ГТУ-20 (рис. 125) 156-159

— PGA фирмы «Вудвард» (рис. 107) 137-142

— UG-8 фирмы «Вудвард» (рис. 111) 142, 143

-- UG-40 фирмы «Вудвард» (рис. 103, 105) 132-135

-- UG-40TL фирмы «Вудвард» (рис. 106) 135-137

Режим сопровождения пускового двигателя 79

Рейка топливных насосов (рис. 48, 49) 72? 73

Ремонтпригодность средств автоматизации 10

Рентгенографический метод диагностирования 269

Рулевая рубка 6, 7

Ручное регулирование режима работы дизеля 88

Свободная турбина см. Турбина винта

Сепаратор «Гравитрол» ДНМ-1500-С 220-222

Сервомотор регулятора непрямого действия (рис. 98) 125, 126

Сигнализация звуковая СЦК дизельной установки; теплохода «Котовский» 240, 241

- «Новгород» 241, 242

Синхронизация частоты дизель-генераторов 294

Система централизованного контроля: определение 8, 224

«Шипка-У» 233-236

Системы автоматизации: газотурбинной установки 5, 6, 7, 8

дизельной установки 5, 6, 7, 8

Системы дистанционного автоматизированного управления:

ДКРН дизеля (рис. 141) 177-180

СДГ-Т дизель-генератора (рис. 149) 207-210

«Сева» дизеля «Фиат» (рис. 143) 184-191

— 9ДКРН80/16СМ 190, 191

типа ВМС-930 фирмы STL дизеля ДКРН74/160-3 (рис. 144) 192-199

фирмы «Атлантик дизеля СЕМТ «Пилетик» 14РР-2-5V400 (рис. 145) 199-203

«Юнгнер» (рис. 142) 181-183

Системы охлаждения: газотурбинной установки 77

дизельной установки 80, 81

Системы технической диагностики: «Дата Тренд» 272

ЗИПВА 280

«Предикат-Б» 270, 271

«Предикат-П» 271, 272

«Прогноз-1» 281, 282

РЭД 280, 281

«Сильдет-СМ» 277-279

СС-10 280

экспериментальная 272-274

М1 274

НК 274-277

NP 274

Смазочная система: газотурбинной установки (рис. 51) 75-77

дизельной установки 78

смазочного насоса 87

Стабилизация режимов работы газотурбинной установки 57, 58

СТД см. Системы технической диагностики

Степень неравномерности регулятора (рис. 70) 96, 97

- нечувствительности регулятора 95

СЦК см. Система централизованного контроля

Тахогенераторы 226

Тепловая напряженность газотурбинного двигателя 57

Тепловой баланс дизеля 81

Техническое диагностирование объекта 244

Топливные системы: газотурбинной установки 75

дизельной установки 78

Торможение дизеля 72

Тренажер СЦК фирмы «Юнгнер» (рис. 164) 236-239

Турбина винта 47

Тяжелое топливо для газотурбинных установок 74, 75

Управление дизельной установкой: на длительных переходах судна 72

- маневренных режимах 72

Уравнения динамики: водо-водяного холодильника 84, 85

газотурбоагнетателя 65, 66

дизеля 24, 25, 65, 67

одновальной газотурбинной установки 48-51, 52

трехвальной газотурбинной установки со свободной турбиной 53

Фактор устойчивости 16, 17

Функциональная модель объекта диагностирования 255-257

Характеристики: винтовые двигателя судна на подводных крыльях (рис. 11) 18

- , определение 14, 15, 16

нагрузочные 38

регуляторные (рис. 12) 19

статические двигателя судна на подводных крыльях (рис. 11) 17

- компрессора газотурбинного двигателя (рис. 35)

- , определение 14

- турбины газотурбинного двигателя (рис. 35)

Центральный пост управления 7

Цифропечатающее устройство СЦК дизельной установки: теплохода «Котовский» 241

- «Новгород» 242

ЦПУ см. Центральный пост управления

Частичная автоматизация судовой энергетической установки 9

Человек-оператор 5

Эксплуатационные расходы на автоматизацию 12

Электронный регулятор нагрузки LR2 фирмы КМВ дизеля

Эргатическая система управления 4

ОГЛАВЛЕНИЕ

От авторов	3
Введение	4
РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ. СУДОВЫЕ ДИЗЕЛЬНЫЕ И ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ КАК ОБЪЕКТЫ УПРАВЛЕНИЯ	
Глава I. Судовая энергетическая установка как объект управления	13
§ 1. Установившиеся режимы работы и статические характеристики главных двигателей	13
§ 2. Устойчивость режимов работы двигателей	16
§ 3. Совместная работа двигателя с регулятором угловой скорости вала	18
§ 4. Динамический режим работы судовых двигателей	21
§ 5. Экспериментальное определение коэффициентов уравнения динамики судового двигателя	26
§ 6. Оптимальное управление судовой энергетической установкой	27
§ 7. Управление параллельной работой двигателей	31
§ 8. Алгоритмизация процессов управления	39
Глава II. Судовая газотурбинная установка как объект управления	42
§ 9. Применение ГТУ на судах морского флота	42
§ 10. Схемы и статические характеристики судовой ГТУ	45
§ 11. Судовая ГТУ как объект регулирования скорости. Уравнения динамики	47
§ 12. Методика расчета коэффициентов уравнений динамики ГТД	53
§ 13. Особенности процессов управления судовой ГТУ	56
Глава III. Судовая дизельная установка как объект управления	63
§ 14. Судовая дизельная установка как объект регулирования скорости. Уравнения динамики	63
§ 15. Методика расчета коэффициентов уравнения динамики судового дизеля	67
§ 16. Особенности процессов управления судовой дизельной установкой	71
Глава IV. Системы дизельной и газотурбинной установок как объекты управления.	74
§ 17. Системы, обеспечивающие работу СГТУ	74
§ 18. Системы, обеспечивающие работу СДУ	78
§ 19. Системы охлаждения двигателей как объекты управления	80
§ 20. Уравнение динамики системы охлаждения двигателя	83
§ 21. Смазочные системы двигателей как объекты управления	85
РАЗДЕЛ ВТОРОЙ. АВТОМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ И ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК	
Глава V. Автоматическое регулирование угловой скорости вала двигателей	88
§ 22. Требования к автоматическому регулированию угловой скорости	88
§ 23. Регуляторы скорости прямого действия	93

§ 24. Регуляторы скорости непрямого действия	97
§ 25. Устойчивость систем автоматического регулирования	104
§ 26. Исследование переходных процессов с использованием ЭВМ	113
Глава VI. Регуляторы угловой скорости вала двигателей	117
§ 27. Конструкции регуляторов скорости прямого действия	117
§ 28. Регулятор скорости фирмы МАН	122
§ 29. Регуляторы скорости двигателей Д-50 и Д-100	126
§ 30. Регулятор скорости типа Р13М	128
§ 31. Регулятор скорости типа РН-30	130
§ 32. Регулятор скорости фирмы «Вудвард»	132
§ 33. Электронные регуляторы скорости	144
Глава VII. Регуляторы судовых газотурбинных установок	149
§ 34. Регуляторы приемистости	149
§ 35. Регуляторы расхода топлива	152
§ 36. Регуляторы температуры газов	153
§ 37. Насос-регулятор	154
§ 38. Регуляторы скорости ГТУ-20	156
Глава VIII. Автоматическое регулирование температур в системе охлаждения и смазочной системе двигателей	160
§ 39. Конструкции регуляторов температуры прямого действия	160
§ 40. Регулятор температуры типа РТНД	162
§ 41. Регулятор температуры типа «Плайгер»	164
§ 42. Регулятор температуры типа GRW	165
§ 43. Системы автоматического регулирования температуры охлаждения и смазки двигателя	167
Глава IX. Автоматическое регулирование вязкости топлива и температуры наддувочного воздуха	168
§ 44. Требования к автоматическому регулированию вязкости топлива	168
§ 45. Регуляторы вязкости топлива	169
§ 46. Регуляторы температуры наддувочного воздуха	173
РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ. СИСТЕМЫ ДИСТАНЦИОННОГО АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ И ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК	
Глава X. Системы дистанционного автоматизированного управления двигателями внутреннего сгорания	176
§ 47. Назначение и функции систем ДАУ	176
§ 48. Система ДАУ главного двигателя теплохода «Светлогорск»	177
§ 49. Система ДАУ главного двигателя судов типа «Новгород»	181
§ 50. Системы ДАУ главных двигателей теплоходов «Котовский» и «Моссовет»	184
§ 51. Система ДАУ главного двигателя судов типа «Герои-панфиловцы»	192
§ 52. Системы ДАУ двигателей с ВРШ судов типа «Академик Туполев» и «Белоруссия»	199
§ 53. Система ДАУ «Гром» главных двигателей	203
§ 54. Системы ДАУ судовых дизель-генераторов	206
Глава XI. Системы дистанционного автоматизированного управления судовых газотурбинных установок	210
§ 55. Система дистанционного управления газотурбинных двигателей СПК «Буревестник»	210
§ 56. Система дистанционного управления ГТУ-20 газотурбохода «Парижская коммуна»	211
§ 57. Системы дистанционного управления двигателями газотурбоходов «Джон Серджент» и «Евролайнер»	213
§ 58. Система ДАУ «Раскат» судов типа «Капитан Смирнов»	215

Глава XII.	Автоматизированные системы управления вспомогательных механизмов	21У
§ 59.	Автоматизированные системы управления компрессорами пускового воздуха	219
§ 60.	Автоматизированные системы управления сепараторами топлива и масла	22С
§ 61.	Автоматизированные системы управления общесудовыми системами	222

РАЗДЕЛ ЧЕТВЕРТЫЙ. СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ, ДИАГНОСТИКИ И ЗАЩИТЫ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ И ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Глава XIII.	Системы централизованного контроля	224
§ 62.	Назначение систем централизованного контроля	224
§ 63.	Датчики контролируемых величин	224
§ 64.	Машина централизованного контроля системы «Даталоггер»	226
§ 65.	Машина централизованного контроля системы «Датацент»	229
§ 66.	Машина централизованного контроля системы «Шипка»	233
§ 67.	Тренажер СЦК	236
§ 68.	Средства представления информации и оборудование постов управления	239
Глава XIV.	Системы технической диагностики	242
§ 69.	Предмет и задачи технической диагностики	242
§ 70.	Судовая энергетическая установка как объект технического диагностирования	245
§ 71.	Методы определения объема диагностических параметров	251
§ 72.	Методы технической диагностики	266
§ 73.	Системы технической диагностики судовых дизелей	271
Глава XV.	Системы автоматической защиты	282
§ 74.	Назначение и основные виды систем защиты двигателей	282
§ 75.	Системы противопомпажной защиты ГТУ	284

РАЗДЕЛ ПЯТЫЙ. ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЗАЦИИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ И ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Глава XVI.	Эксплуатация автоматических регуляторов	28*
§ 76.	Наладка и эксплуатация регуляторов скорости	287
§ 77.	Наладка и эксплуатация регуляторов температуры	29†
§ 78.	Наладка и эксплуатация регуляторов вязкости	29€
Глава XVII.	Эксплуатация систем автоматизированного управления и контроля	305
§ 79.	Проверка функционирования систем ДАУ	30‡
§ 80.	Поиск неисправностей в системах управления	30°
	Список литературы	31‡
	Предметный указатель	31*

В. И. ЛАНЧУКОВСКИЙ
А. В. КОЗЫИИНЫХ

●
●
● **Автоматизированные**
● **Системы**
● **Управления**
● **судовых**
● **дизельных**
● **и газотурбинных**
● **установок**

● Утверждено
● Главным управлением по работе с моряками
● заграничного флота, кадров и учебных заведений
● Минморфлота в качестве учебника для учащихся
● факультетов «Автоматизация
● теплоэнергетических процессов»
● высших инженерных морских училищ

Р-
ос
а-
пи
а-
Ь-

Ж
IX
IX
1-
IX
Xe
У-

а
к
1-
2-
3-
4
Й



МОСКВА «ТРАНСПОРТ» 1983

Ланчуковский В. И., Козьминых А. В. Автоматизированные системы управления судовых дизельных и газотурбинных установок. Учебник.-М.: Транспорт, 1983.-320 с.

В учебнике рассматриваются вопросы теории и эксплуатации автоматизированных систем управления судовых дизельных и газотурбинных установок в качестве подсистем АСУ технологическими процессами морских судов. Основное внимание уделяется изучению судовых дизельных и газотурбинных установок как объектов автоматизации, автоматического регулирования, управления и контроля.

При изложении учебного материала нашли применение методы исследования динамики систем автоматического регулирования, алгоритмизации процессов управления, моделирования процессов на ЭВМ, теории оптимального управления и нелинейных систем. Значительное место занимают описание устройства и анализ опыта эксплуатации средств автоматизации, обеспечивающих безвахтенное обслуживание судовых энергетических установок.

Учебник предназначен для учащихся факультетов автоматизации и может быть использован слушателями курсов повышения квалификации командного состава судов, инженерно-техническими работниками производственных, проектных и научных организаций Министерства морского флота.

Ил. 188, табл. 21, библиогр. 37 назв.

Рецензенты: докт. техн. наук проф. В. Ф. Сыромятников, канд. техн. наук Б. А. Гликин

Заведующий редакцией А. П. Филиппов
Редактор З. Д. Лапина

*ВЛАДИМИР ИЛЬИЧ ЛАНЧУКОВСКИЙ
АНАТОЛИЙ ВАСИЛЬЕВИЧ КОЗЬМИНЫХ*

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ И ГАЗОТУРБИНЫХ УСТАНОВОК

Предметный указатель составлен З. Д. Лапиной
Переплет художника Е. Б. Шапаловой
Технический редактор Н. Б. Усанова
Корректор-вычитчик М. Г. Плотника
Корректор В. А. Воробьева
ИБ № 2147

Слано в набор 17.12.82. Подписано в печать 04.10.83- Т-17268. Формат 60 х 90¹/₁₆. Бум. тип. № 2. Гарнитура «Тайме». Offsetная печать. Усл. нсч. л. 20,0. Усл. кр.-отт. 20,0. Уч.-изд. л. 24,77. Тираж 3200 экз. Заказ 1605. Цена 1 р. 10 к. Изд. № 1-1-1/1, №0940.
Ордена «Знак Почета» издательство «ТРАНСПОРТ». 107174, Москва, Басманный туп., 6а.

Набор и фотоформы изготовлены в Можайском полиграфкомбинате Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 143200, Можайск, ул. Мира, 93.

Отпечатано в Московской типографии № 4 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 129041, Москва, Б. Переславская ул., 46. Т.т. В. И. УльиУова

Л 3605030000-171
049 (01)-83 171-83

Издательство «Транспорт», 1983

В последнее десятилетие автоматизация судовых дизельных и газотурбинных установок претерпела большие изменения: значительно возрос объем автоматизированных операций, усложнились средства автоматизации, и, главное, автоматизация обеспечила повышение производительности труда судового экипажа и безопасности мореплавания. Изучению автоматизации судовых энергетических установок должно отводиться все большее место в подготовке судовых специалистов.

В учебнике обобщены сведения, содержащиеся в современной учебной и научно-технической литературе по данной теме, т.е. труд многих ученых и инженерно-технических работников в области автоматизации судовых технологических процессов. Однако вопросы функционирования, эксплуатации и исследования средств автоматизации дизельных и газотурбинных установок судов новой постройки еще не получили в учебной литературе достаточно полного отражения. Авторы надеются, что данный учебник выполнит этот пробел.

Эффективность эксплуатации современного автоматизированного судна в равной степени зависит от качества работы как судовых объектов, так и средств автоматизации. Изучение энергетического оборудования и систем автоматизации в отрыве друг от друга не соответствует реальным условиям работы специалистов. В связи с этим при подготовке учебника авторы стремились уделить должное внимание и средствам, и объектам автоматизации, изложить вопросы их теории и эксплуатации в тесной взаимосвязи.

Учебник состоит из пяти разделов, в которых последовательно рассматриваются объекты управления и средства их автоматизации. Для исключения дублирования аналогичных вопросов автоматизации дизельных и газотурбинных установок введены общие главы по судовой энергетической установке как объекту автоматизации и автоматическому регулированию основных параметров. Необходимое внимание уделено современным системам дистанционного автоматизированного управления, централизованного контроля и технической диагностики. Заключительная часть книги посвящена вопросам технической эксплуатации судовых средств автоматизации.

В. И. Ланчуковским написаны введение, гл. II, V, VII, XI, XIII, XV, § 1-5, 8, 37, 47-50, 54, А. В. Козьминых-гл. III, IV (кроме § 17), VI, VIII, IX, XII, XVI, XVII, § 6, 7, 51-53, А. А. Михайличенко-гл. XIV.

Авторы выражают благодарность рецензентам докт. техн. наук проф. В. Ф. Сыромятникову и канд. техн. наук Б. А. Гликину за ценные рекомендации и замечания, которые позволили улучшить содержание учебника.

99/26584