УДК 62—52 : 629.12.06(075.3)

Онасенко В. С. Судовая автоматика: Учебник для мореходных училищ. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Транспорт, 1988. — 271 с.

Изложены основы теории автоматического регулирования, рассмотрены устройства, принцип действия и свойства регуляторов, их составные звенья, объекты регулирования и системы автоматического регулирования на примерах, характерных для судовых энергетических установок. Даны понятие комплексной автоматизации судовых энергетических установок и перспективы ее развития.

Первое издание было выпущено в 1981 г. под названием «Автоматизация судовых энергетических установок».

Учебник предназначен для учащихся мореходных училищ по специальности «Эксплуатация судовых автоматизированных систем».

Ил. 109, табл. 1, библиогр. 8 назв.

Рецензенты В. В. Правдин, А. В. Правдин

Заведующий редакцией Е. Д. Некрасова

Редактор И. В. Ридная

Библиотека ЛДМУ им. адм. С. О. Макарова

О $\frac{3605030000\text{-}179}{049(01)\text{-}88}$ 216—свод. пл. вып. лит. для сред. спец. учеб. заведений на 1988 г.

© Издательство «Транспорт», 1981

© Издательство «Транспорт», 1988, с изменениями

ISBN 5-277-00056-9

СПИСОК ПРИНЯТЫХ СОКРАЩЕНИЙ

АПС — аварийно-предупредительная сигнализация
АСР — автоматическая система регулирования
АСУ — автоматизированная система управления
БЗК — быстрозапорный клапан
ВРШ — винт регулируемого шага
ВФШ — винт фиксированного шага
ГА — генераторный агрегат
ГД — главный двигатель
ГПУ — главный пост управления
ГПК — главный пусковой клапан
ГРЩ — главный распределительный щит
ГТЗА — главный турбозубчатый агрегат
ГТУ — газотурбинная установка
ГЭУ — главная энергетическая установка
ДАУ — дистанционное автоматизированное управление
ДВС — двигатель внутреннего сгорания
ДГ — дизель-генератор
ДПА — датчик положения аналоговый
ДЧВ — датчик частоты вращения
ЖОС — жесткая обратная связь
ЗУ — задающее устройство
ИМ — исполнительный механизм
ИОС — изодромная обратная связь
КИП — контрольно-измерительный прибор
МО — машинное отделение
МПУ — местный пост управления
МЦК — машина централизованного контроля
ОР — объект регулирования
ОУ — объект управления
ПДУ — пульт дистанционного управления
ПТН — питательный турбонасос
ПТУ — паротурбинная установка
РО — регулирующий орган
СДВ — стабилизатор давления воздуха
СУ — сравнивающее устройство
СЦК — система централизованного контроля
СЭУ — судовая энергетическая установка
ТГ — турбогенератор
ТНВД — топливный насос высокого давления
УУ — управляющее устройство
ЦПУ — центральный пост управления
ЧЭ — чувствительный элемент
ЭЦВМ — электронная цифровая вычислительная машина

ОГЛАВЛЕНИЕ

Список принятых сокращений 3
Предисловие 4

Глава 1. **Основы теории автоматического регулирования** 5

1. Основные понятия и определения 5
2 Измерительные устройства 8
3. Измерение давления и перепада давлений 9
4. Измерение уровня жидкости 16
5. Измерение температуры 18
6. Измерение частоты вращения 22
7. Усилительные органы 25
8. Гидравлические усилители 26
9. Пневматические усилители 32
10. Комбинированные усилители 34
11. Регулирующие органы 36
12. Классификация технических средств автоматики 38
13. Понятие о статических и динамических свойствах автоматической системы регулирования 41
14. Свойства объектов регулирования 45
15. Автоматическая система регулирования с интегральными регуляторами прямого действия 56
16. Автоматическая система регулирования с пропорциональными регуляторами прямого действия 60
17. Автоматическая система регулирования с интегральными регуляторами непрямого действия 64
18. Автоматическая система регулирования с пропорциональными регуляторами непрямого действия 69
19. Автоматическая система регулирования с пропорционально-интегральными регуляторами непрямого действия. 74

Глава 2. **Контрольно-измерительные приборы судовой энергетической установки** 83

20. Классификация приборов и погрешность измерения 83
21. Приборы для измерения давления 84
22. Приборы для измерения расхода жидкости и газа 89
23. Приборы для измерения уровня жидкости 91
24. Приборы для измерения температуры 94
25. Приборы для измерения частоты вращения 95
26. Приборы для измерения крутящего момента и мощности 99
27. Автоматические электрические газоанализаторы и солемеры . . . 101
28. Технические средства автоматического контроля 102

Глава 3. **Автоматизация общесудовых систем и палубных механизмов** 106

29. Автоматизация санитарных систем 106
30. Автоматизация осушительной, балластной, топливной и грузовой систем 108
31. Автоматизация компрессорных установок и систем сжатого воздуха 112
32. Автоматизация системы пожаротушения 118
33. Автоматизация палубных механизмов 121
34. Автоматизация устройств кренования и успокоения качки судна . 125

Глава 4. **Автоматизация судовых паровых котельных установок** . . 130

35. Автоматизация системы питания котлов водой 130
36. Основы автоматического регулирования топливосжигания в главных котлах 134
37. Автоматизация топливосжигания в главных котлах турбохода «София» 135
38. Автоматизация топливосжигания в главных котлах турбохода «Кубань». 139
39. Автоматизация вспомогательных и утилизационных котлов . . . 142
40. Автоматизация топочного агрегата «Монарх» 143
41. Автоматизация котлоагрегатов КАВ 4/7 и КАВ 6,3/7. 147
42. Регулирование паропроизводительности утилизационных котлов 153
43. Автоматизация утилизационного котла теплохода «Новгород» . . . 153
44. Автоматизация утилизационного котла теплохода «Инженер Мачульский». 159

Глава 5. **Автоматизация судовых паротурбинных установок** 163

45. Задачи автоматизации паротурбинной установки и основы регулирования частоты вращения ротора турбины 163
46. Автоматизация регулирования и защиты главной турбины 167
47. Автоматизация регулирования и защиты вспомогательной турбины 174

Глава 6. **Автоматизация судовых дизельных установок.** 178

48. Цели и принципы автоматизации дизельной установки 178
49. Регуляторы температуры прямого действия 182
50. Регулятор температуры РТНДМ 183
51. Регулятор температуры «Плайгер» 185
52. Регулятор температуры GRW «Тельтов» 191
53. Автоматизация системы подготовки топлива и масла 199
54. Принципы регулирования частоты вращения вала двигателей внутреннего сгорания 209
55. Однорежимный регулятор Р11М 213
56. Однорежимный регулятор «Вудвард» UG 8 215
57. Однорежимный регулятор ОРН 30 220
58. Однорежимный регулятор MAN 221
59. Включение в работу всережимных регуляторов 225
60. Всережимный регулятор «Вудвард» UG40 TL 229
61. Всережимный регулятор «Вудвард» PG 234

Глава 7. **Основы автоматизированного управления и комплексной автоматизации судовой энергетической установки** 237

62. Автоматизированные системы управления главными двигателями внутреннего сгорания 237
63. Автоматизированные системы управления главными паротурбинными установками 245
64. Автоматизированные системы управления главными газотурбинными установками 249
65. Автоматизация судовых электростанций 252
66. Комплексная автоматизация судовой энергетической установки 258

Список рекомендуемой литературы 261
Предметный указатель 262

ПРЕДИСЛОВИЕ

Улучшение материально-технической базы производства невозможно без внедрения новой техники и совершенствования форм и методов ее эксплуатации. XXVII съезд КПСС постановил в двенадцатой пятилетке поднять уровень автоматизации производства примерно в 2 раза.

Научно-технический прогресс на морском транспорте проявляется в строительстве высокопроизводительных автоматизированных судов, относительная доля которых в ближайшие годы будет увеличиваться.

Совершенствование современных СЭУ позволило усовершенствовать средства автоматического регулирования и управления. Расширяется внедрение на транспорте средств автоматики, телемеханики и автоматизированных систем управления перевозками и технологическими процессами. Развитие автоматизации морского транспорта позволяет повысить экономическую эффективность его работы, улучшить условия труда и быта моряков, сократить численность экипажей, увеличить ресурс и надежность работы механизмов, а следовательно, гарантию безопасности мореплавания.

Значительно изменились функциональные обязанности судовых механиков. Судовые службы технической эксплуатации получили возможность больше внимания уделять ремонтно-профилактическим работам.

Основной базой автоматизации служит автоматика — совокупность механизмов и устройств, действующих автоматически, что позволяет в какой-то мере освободить человека от управления производственным процессом («автомат» в переводе с греческого означает «самодействующий»).

Современный этап развития автоматизации морского транспорта характеризуется резким переходом от автоматизации отдельных процессов и механизмов к комплексной автоматизации СЭУ и всего судна. В комплекс автоматизации входят технические средства, обеспечивающие автоматическое регулирование и управление, защиту механизмов и контроль.

Требования к средствам автоматизации СЭУ регламентируются Правилами Регистра СССР и правилами иностранных классификационных обществ, исходя в первую очередь из условий обеспечения безопасности плавания судна. Увеличение степени автоматизации вызывает необходимость подготовки высококвалифицированных специалистов, способных освоить и эксплуатировать автоматизированные СЭУ, обеспечивая их экономичную и надежную работу.

Базовым разделом учебника являются основы теории автоматического регулирования, изложенные на характерных для автоматизации СЭУ примерах с использованием простого математического аппарата.

ГЛАВА I. ОСНОВЫ ТЕОРИИ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Работа любого судового технического оборудования характеризуется протекающим в нем техническим процессом. Совокупность технического оборудования и реализованного на нем по соответствующим предписаниям (инструкциям, регламентам) технического процесса является *объектом управления*.

Воздействие на ОУ в целях поддержания предписанных (заданных) значений параметров является техническим процессом управления.

Например, объектом управления является паровая котельная установка, в которой протекают физические процессы горения топлива, передачи теплоты и парообразования. Работа такого ОУ оценивается следующими параметрами (величинами): часовой паропроизводительностью, расходом, давлением и температурой пара, расходом и вязкостью топлива, коэффициентом избытка воздуха в топке, подачей питательной воды и ее уровнем в котле.

Объект регулирования — это объект управления, который рассматривают с позиции поддержания (стабилизации) заданного значения одного регулируемого параметра, а воздействие на ОР в целях поддержания этого параметра является техническим процессом регулирования.

Например, котельную установку можно рассматривать как ОР с точки зрения поддержания (стабилизации) заданных значений давления пара либо уровня воды в барабане, а ее топливную систему — с точки зрения стабилизации давления либо вязкости топлива и т. д.

Работу различных ОР рассматривают аналогично и оценивают параметрами рабочих процессов. В зависимости от условий эксплуатации регулируемые параметры требуется поддерживать на заданном уровне либо изменять их по определенному закону.

Рассмотрим работу котла как ОР уровня воды в пароводяном барабане (рис. 1, *а*). Часовой расход пара $D_{\text{п}}$ из котла через стопорный клапан l при полном его открытии зависит от суммарной мощности подключенных потребителей пара. Уровень h воды в барабане определяют по водомерному стеклу, являющемуся контрольно-измерительным прибором. Если истинное значение уровня h выходит за допустимые пределы промежутка $h_{\max} \div h_{\min}$, необходимо воздействием на клапан m соответственно изменить подвод питательной воды $D_{\text{п.в}}$, т. е. произвести регулирующее воздействие на ОР.

В дальнейшем всякий клапан или другой элемент, через который осуществляется регулирующее воздействие на ОР, будем называть *регулирующим органом*.

В приведенном примере РО (клапан m) установлен на регулируемом объекте со стороны подвода воды. Однако существуют объекты регулирования, у которых РО устанавливается на стороне отвода энергии или вещества [1].

В общем виде принцип ручного регулирования с РО на подводе можно пояснить по структурной схеме (рис. 1, *б*), показывающей связь звеньев и выполняемые ими функции. Работа регулируемого объекта характеризуется подводом W_1 через РО и отводом W_2 при постоянном или изменяющемся значении регулируемого параметра x, измеряемого КИП. Оператор сравнивает истинное значение регулируемого параметра с заданным и в случае рассогласования воздействует на РО в сторону уменьшения их разности.

Система ручного регулирования (управления) является разомкнутой и качество ее работы зависит от субъективных свойств оператора, так как он производит регулирующее воздействие на ОР периодически после того, как заметит рассогласование значений регулируемого параметра. В рассмотренном примере (см. рис. 1, *а*) регулируемым параметром x является уровень h воды, подводом W_1 — часовой приток воды $D_{\text{п.в}}$ в котел, а отводом W_2 — расход пара $D_{\text{п}}$. В данном случае расход пара является нагрузкой котла.

Под *нагрузкой* ОР будем понимать тот подвод W_1 или отвод W_2, значение которого изменяется произвольно в зависимости от нужд потребителей.

Процесс регулирования можно автоматизировать, если функции оператора будет выполнять автоматическое устройство (регулятор), образующее в совокупности с ОР и РО *автоматическую систему регулирования*.

Рассмотрим работу простейшей АСР уровня воды в пароводяном барабане котла (рис. 2, *а*). Измерителем уровня является поплавок *2*. Поплавок и жестко соединенный с ним шток *1* питательного клапана m образуют автоматический регулятор уровня. Регулятор в совокупности с РО (клапаном m) и ОР (котлом, из которого пар идет к потребителям) образуют замкнутую АСР уровня воды. Если наблюдается равенство значений расхода пара $D_{0\text{п}}$ из котла через клапан l и притока питательной воды $D_{0\text{п.в}}$ через клапан m, то уровень h воды в барабане изменяться не будет, т. е. если $D_{0\text{п}} = D_{0\text{п.в}}$, тогда $h_0 = \text{idem}$. Такой режим работы системы, при котором все параметры не меняются во времени, называется статическим, или установившимся. Параметры на установившемся режиме принято обозначать индексом «0» (ноль).

Нарушение равенства между притоком воды и расходом пара приводит к изменению уровня h воды в барабане и перемещению поплавка, который через шток изменяет открытие клапана m. Клапан будет двигаться до тех пор, пока не восстановится нарушенное равновесие.

[1] В дальнейшем при рассмотрении процессов в общем виде условимся обозначать стороны подвода (отвода) энергии либо вещества к ОР без терминов «энергия» и «вещество».

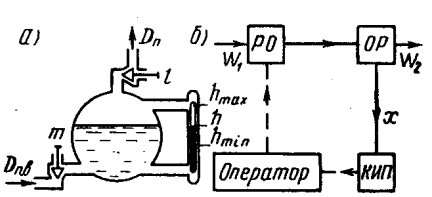


Рис. 1. Схемы ручного регулирования уровня

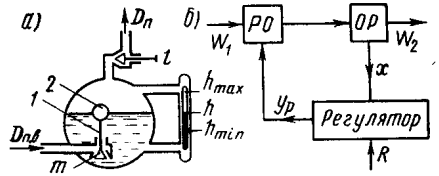


Рис. 2. Схемы автоматического регулирования уровня

Следовательно, *регулятор* — это автоматическое устройство, реагирующее на рассогласование заданного и истинного значений регулируемого параметра, способное воздействовать на РО в сторону восстановления нарушенного равновесия между величинами W_1 и W_2.

Режим работы системы, при котором хоть один из параметров изменяется во времени, называется динамическим, а наступает он под действием возмущения.

Возмущение — это всякое воздействие на систему, выводящее ее из состояния равновесия. Размер возмущения определяется разностью между значениями подвода и отвода ОР, т. е. $W_1 - W_2$. Возмущения вызываются изменением нагрузки, состояния рабочего тела ОР, настройки регуляторов, неисправностью звеньев системы и т. д., а их характер зависит от условий работы системы.

В теории автоматического регулирования возмущения разделяют на периодические, ступенчатые и импульсные. В действительности при работе АСР наблюдается сочетание указанных видов возмущений, причем обычно одно из них является наиболее характерным для данного ОР. Например, для главного двигателя, работающего на гребной винт в штормовых условиях, преобладает периодическое изменение нагрузки, а для приводных двигателей судовой электростанции при включении и отключении потребителей — ступенчатое и импульсное. Амплитуда, знак и частота изменения нагрузки могут меняться произвольно. При изучении основ теории условимся наносить возмущения единичным скачком, т. е. ступенчато, и с максимальным значением.

Динамический режим, наступающий под действием возмущения в виде единичного скачка и длящийся до прихода АСР к новому установившемуся режиму, называется *переходным*. Динамический режим является основным при изучении процессов регулирования, так как он определяет устойчивость системы. *Устойчивость* — это свойство АСР приходить к установившемуся режиму после вывода ее из состояния равновесия. Системы, не обладающие устойчивостью, практического применения не имеют. Устойчивость АСР определяется совокупностью свойств всех ее звеньев: ОР, РО и регулятора.

Рассмотренный поплавковый регулятор перемещает клапан m только после отклонения уровня Δh воды от заданного значения h_0. Принцип регулирования по отклонению регулируемого параметра лежит в основе работы всех регуляторов и является основным. Этот прин-

цип известен как принцип регулирования Ползунова — Уатта в честь изобретателей, впервые его применивших.

Автоматическая система регулирования выводится из состояния равновесия и при изменении настройки регулятора. Например, для того чтобы регулятор (см. рис. 2, *а*) поддерживал более высокое значение уровня, нужно поплавок *2* сместить вверх вдоль штока *1* и закрепить его в новом положении. Тогда при прежнем уровне поплавок, опустившись на поверхность воды, увеличит открытие клапана m, что приведет к увеличению притока $D_{п.в}$, нарушению прежнего равновесного состояния и росту уровня до нового заданного значения.

В общем виде принцип действия замкнутой системы с установкой РО на стороне подвода ОР можно пояснить по структурной схеме на рис. 2, *б*. Работа ОР характеризуется подводом W_1 через РО и отводом W_2 при определенном значении регулируемого параметра x, подаваемого на первый вход регулятора. На заданное значение регулируемого параметра регулятор настраивают изменением уставки задания R на втором его входе. Выход регулятора соединен с РО, что делает систему замкнутой.

На установившемся режиме АСР характерно равенство между подводом и отводом ОР при неизменном значении регулируемого параметра, т. е. если $W_{01} = W_{02}$, тогда $X_0 = \text{idem}$.

Если нанести возмущение (изменить, например, W_2 или R), то указанное равновесие нарушится, появится разность между заданным и истинным значениями регулируемого параметра и изменится координата выходного звена регулятора $y_р$, действующего на РО в сторону восстановления нарушенного равновесия, т. е. наступит динамический режим АСР. Если система устойчива, то через некоторое время вновь наступит установившийся режим.

Из рассмотренного следует,что любая *замкнутая АСР* состоит из трех последовательно соединенных звеньев: ОР, РО и регулятора. Причем выходной сигнал предыдущего звена является входным сигналом последующего.

2. ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Неотъемлемой составной частью технических средств автоматического регулирования, контроля и защиты являются измерительные устройства, отражающие информацию о значениях различных параметров или их отклонениях от заданных значений. Сущность измерения состоит в сравнении истинного значения параметра x с заданным $x_з$.

Измерительное устройство (рис. 3) функционально состоит из чувствительного элемента, задающего и сравнивающего устройств. Непосредственно соприкасаясь с исследуемой средой, *ЧЭ* преобразует измеряемый параметр в сигнал, удобный для сравнения. Аналогичный сигнал формируется в *ЗУ* со значением, определяемым уставкой R задания.

Сигналы *ЧЭ* и *ЗУ* в виде усилия, перемещения, электрического тока или другого параметра поступают на вход *СУ*. В случае рассогласования входных значений на выходе *СУ* появляется сигнал $\Delta y_д$.

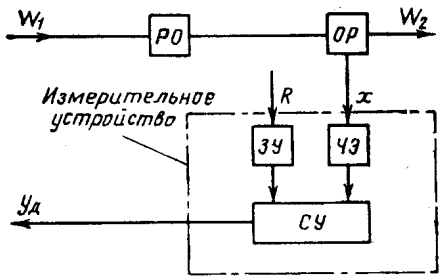


Рис. 3. Структурная схема измерительного устройства

Если с изменением значения Δx измеряемого параметра однозначно меняется значение $\Delta y_д$ выходного сигнала *СУ*, то такое измерительное устройство является аналоговым и называется *датчиком*.

Если с изменением измеряемого параметра до определенного порогового значения выходной сигнал СУ меняется ступенчато (релейно),то такое измерительное устройство является дискретным и называется *сигнализатором*.

3. ИЗМЕРЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ И ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЙ

Давление. В энергетической установке судна давление измеряют в очень широком диапазоне. Воспринимают давление, как правило, упругие и эластичные ЧЭ, деформирующиеся под действием силы от давления среды. Эта сила обычно уравновешивается силой действия пружины СУ. Для измерения малых давлений применяют плоские эластичные и жесткие мембраны (рис.4,*а*). Эластичные мембраны изготавливают из аэростатной ткани или дюритовой резины. Ограниченно распространены жесткие мембраны, изготовленные из нержавеющей стали и бериллиевой бронзы, недостатком которых является малый диапазон перемещения. Для увеличения хода применяют мембраны с гофром, направленным вогнутостью в стороны измеряемого давления (рис. 4, *б*).

Давление p измеряемой среды преобразуется мембранным ЧЭ в усилие

$$F_ч = pf_а,$$

где $f_а$ — часть площади мембраны, передающая усилие и называемая активной площадью.

Увеличить усилие, развиваемое мембраной, можно применением жесткого центра (рис. 4, *в*). Тогда ее активная площадь

$$f_а = \frac{\pi}{12}(D^2 + Dd + d^2),$$

где D — максимальный диаметр подвижной поверхности мембраны;
d — диаметр жесткого центра (не должен превышать $0{,}8D$).

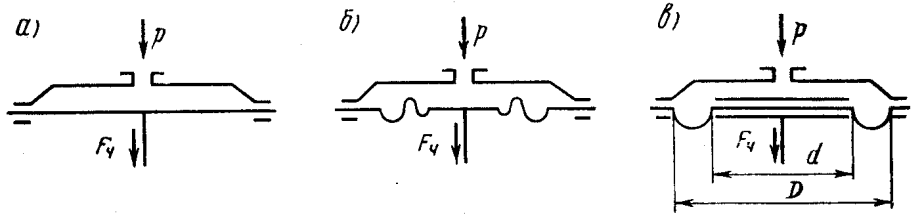


Рис. 4. Схемы действия мембранных чувствительных элементов давления

Закономерность работы измерительных устройств в статических и динамических режимах выясним на примере *мембранного датчика давления*. Входным сигналом датчика (рис. 5, *а*) является давление p измеряемой среды, а выходным — положение рычага AB, определяемое перемещением $\Delta y_д$ точки A. При установившемся режиме сила $F_ч$, действующая на мембрану от давления среды, уравновешивается суммой сил $F_п$ действия пружины *4* и сухого трения $F_{тр}$ в звеньях датчика: $F_ч = F_п \pm F_{тр}$.

Сила $F_{тр}$ стремится затормозить движение звеньев датчика, действуя с положительным знаком при увеличении силы $F_ч$ и с отрицательным при ее уменьшении (для упрощения в дальнейшем влиянием сил сухого трения будем пренебрегать). Тогда соотношение между силами $F_ч$ и $F_п$ для момента страгивания жесткого центра мембраны *2* с упора *6*

$$p_{0\,min} f_a = cz_0,$$

где $p_{0\,min}$, f_a — давление страгивания и активная площадь мембраны;
c, z_0 — жесткость и предварительное натяжение пружины.

Жесткость — это сила, необходимая для деформации пружины на единицу длины. Для цилиндрических пружин жесткость постоянна и зависит только от геометрических размеров, числа работающих витков и упругости материала.

Предварительное натяжение z_0 пружины *4* устанавливают вращением регулировочной гайки *3* относительно корпуса *1* датчика.

Из соотношения следует, что для каждого датчика давление страгивания мембраны с ограничительного упора пропорционально предварительному натяжению z_0 пружины:

$$p_{0\,min} = \frac{c}{f_a} z_0. \qquad (1)$$

С увеличением давления $p_{0\,min}$ на значение Δp появляется движущая сила, определяемая разностью между силами $F_ч$ и $F_п$, которая вызывает перемещение Δz мембраны. Согласно второму закону Ньютона эта разность сил уравновешивается силой инерции F_J движущихся масс датчика: $F_J = F_ч - F_п$
или

$$m_{пр} \frac{d^2 \Delta z}{dt^2} = f_a \Delta p - c\Delta z,$$

где $m_{пр}$ — масса подвижных деталей датчика, приведенная к жесткому центру мембраны;
$\frac{d^2 \Delta z}{dt^2}$ — ускорение движения жесткого центра мембраны;
$f_a \Delta p = \Delta F_a$ — изменение силы, действующей на мембрану, от приращения Δp давления;
$c \Delta z = \Delta F_п$ — изменение силы, действующей на мембрану от дополнительной деформации Δz пружины.

Из полученного уравнения следует, что чем больше масса подвижных деталей датчика, тем выше его инерционность, т. е. ниже быстродействие, определяемое ускорением движения мембраны под действием заданной движущей силы. При небольшой массе подвижных деталей, силы инерции которых значительно меньше движущей силы, инерционностью датчика можно пренебречь. Тогда с учетом перемещения $\Delta y_д$ выходного звена, вызванного перемещением Δz мембраны ($\Delta y_д = a_1 \Delta z$), уравнение для безынерционного датчика примет вид

$$\Delta y_д = \alpha_д \Delta p, \qquad (2)$$

где $a_1 = \frac{|AO|}{|BO|}$ — передаточное число рычага AB;

$a_д = \frac{a_1 f_a}{c}$ — передаточный коэффициент датчика, характеризующий зависимость выходной величины от входной.

Если обе части уравнения (2) разделить на максимальное перемещение $\Delta y_{д\,max}$ выходного звена датчика, а правую часть умножить и разделить на максимальное значение давления p_{max}, вызвавшего это перемещение, то можно получить уравнение динамики датчика в относительных единицах (безразмерной форме)

$$\eta = k_д \varphi, \qquad (3)$$

где $\eta = \frac{\Delta y_д}{\Delta y_{д\,max}}$ — относительное изменение выходной величины датчика;

$k_д = a_д \frac{p_{max}}{y_{д\,max}}$ — относительный передаточный коэффициент (коэффициент усиления) датчика;

$\varphi = \frac{\Delta p}{p_{max}}$ — относительное изменение измеряемого параметра.

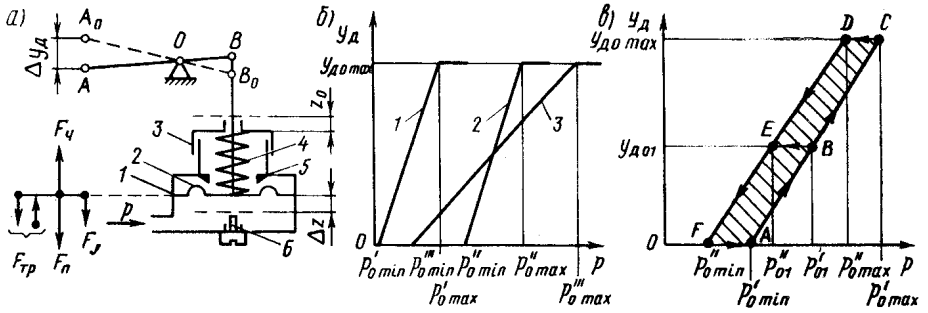


Рис. 5. Схемы действия мембранного датчика давления и его характеристики

Уравнения динамики (2) и (3) характеризуют линейную, пропорциональную зависимость изменения выходной величины от входной при условии малых приращений измеряемого параметра, а соотношение между ними определяется передаточным коэффициентом. Так, с увеличением жесткости c либо уменьшением площади $f_а$ или передаточного числа a_1 передаточный коэффициент $a_д$ уменьшается, что приводит к уменьшению выходного сигнала датчика при том же изменении входного.

На установившемся режиме статическое приращение давления Δp_0 приводит к пропорциональному перемещению $\Delta y_{д0}$ выходного звена. Поэтому работа датчика на установившихся режимах также описывается зависимостями (2) и (3). Выходной сигнал достигает своего максимального установившегося значения $\Delta y_{д0max}$, когда жесткий центр мембраны *2* достигнет ограничительных упоров *5* при увеличении давления до значения $p_{0\,max}$. Тогда разность установившихся давлений при крайних положениях выходного звена датчика определит значение его статической неравномерности:

$$\Delta p_{нер} = p_{0\,max} - p_{0\,min},$$

или согласно уравнению (2)

$$\Delta p_{нер} = \frac{1}{a_д} \Delta y_{д0\,max}. \qquad (4)$$

В общем случае *статической неравномерностью* ($\Delta x_{нер}$) *звена* называется разность установившихся значений входного параметра, взятых при крайних значениях выходного параметра и неизменном задании R, т. е.

$$\Delta x_{нер} = x_{0\,max} - x_{0\,min}.$$

Показателем относительной неравномерности звена является *степень неравномерности звена*, %:

$$\delta_з = \frac{\Delta x_{нер}}{x_{0\,max}} 100.$$

Если в уравнении (3) принять значение выходного сигнала $\eta = 1$, то относительное изменение измеряемого параметра будет соответствовать степени неравномерности датчика. Отсюда следует, что степень неравномерности — это величина, обратная передаточному коэффициенту датчика:

$$\delta_д = \frac{1}{k_д}. \qquad (5)$$

Если неравномерность звена равна нулю, его называют *астатическим*, а если отличается от нуля — *статическим*. Как следует из уравнений (4) и (5), рассмотренный датчик — статический, статизм которого обратно пропорционален передаточному коэффициенту.

Зависимость установившихся значений выходного сигнала датчика от входного графически выражается статическими характеристиками

(рис. 5, *б*), положение которых зависит от предварительного натяжения z_0 пружины (постоянного для каждой характеристики) и передаточного коэффициента $a_д$. Так, при $z_0 = 0$ (пружина полностью расслаблена) статическая характеристика *1* проходит через начало координат, а при увеличении смещается параллельно самой себе в положение *2*. В обоих случаях для достижения $\Delta y_{д\,0max}$ требуется одинаковое приращение давления Δp_0 соответственно от p'_{0min} до p'_{0max} и от p''_{0min} до p''_{0max} (где p'_{0min} и p''_{0min} — давления страгивания). Наклон характеристик определяется значением передаточного коэффициента $a_д$. Например, с уменьшением $a_д$ характеристика *2* смещается в положение *3*. В этом случае для получения выходного сигнала $\Delta y_{д0max}$ потребуется большее изменение давления $\Delta p_0 = p'''_{0max} - p'''_{0min}$. А как следует из уравнения (4), эта разность определяет статическую неравномерность датчика.

Рассмотренные статические характеристики справедливы для идеальных линейных датчиков, в которых коэффициент $a_д$ не меняет своего значения, а в звеньях отсутствуют зазоры и силы сухого трения. В действительности наличие указанных факторов приводит к искажению вида статической характеристики. Так, коэффициент $a_д$ меняет свое значение в некоторых пределах в зависимости от положения и прогиба мембраны, что приводит к появлению кривизны статической характеристики. Эта кривизна называется *несущественной нелинейностью*. В эксплуатации, изменяя положение ограничительных упоров *5* (см. рис.5, *а*), следует выбирать диапазон работы датчика на участке характеристики с минимальной кривизной.

Наличие зазоров и сил сухого трения в звеньях приводит к *существенной нелинейности*, в результате которой статическая характеристика из линии превращается в поле точек, образующих зону нечувствительности (рис. 5, *в*).

Построим статическую характеристику датчика давления по истинным значениям параметров p_0 и $y_{д0}$, полученным при некотором предварительном натяжении пружины $z_0 = idem$. Для этого фиксируют установившиеся положения параметра $y_{д0}$ выходного звена при определенном давлении p_0 среды сначала при перемещениях выходного звена в одну сторону, а затем в другую. Так, при повышении давления сначала определяют давление страгивания p'_{0min}, а затем давления p'_{01} и p'_{0max}, соответствующие положениям выходного звена $y_{д\,01}$ и $y_{д0max}$. По полученным координатам находят точки A, B, C, через которые проводят линию.

Обратное движение рычага начинается с точки D при понижении давления до значения $p_{0\,max}$. Объясняется это тем, что при понижении давления движение выходного звена начинается только после того, как будут выбраны зазоры и преодолены силы сухого трения $F_{тр}$ в звеньях измерителя. При дальнейшем понижении давления определяют координаты точек E и F, через которые проводят соответствующую линию. Если линии ABC и DEF имеют кривизну, то необходимо задаться большим числом промежуточных давлений и получить большее число соот-

ветствующих точек. Поле точек $A - B - C - D - E - F - A$, заключенное между полученными линиями, образует *зону нечувствительности*, в пределах которой датчик не реагирует на изменение давления.

Изменение регулируемого параметра $\pm\Delta x_{\text{неч}}$, на которое элемент не реагирует из-за сил сухого трения и зазоров в его звеньях, называется *нечувствительностью*. Значение $\Delta x_{\text{неч}}$ определяется половиной максимальной ширины зоны нечувствительности. Показателем относительной нечувствительности является степень нечувствительности, %:

$$\varepsilon_{\text{з}} = \frac{2\Delta x_{\text{неч}}}{x_{0\,\max}} 100.$$

На практике обычно нечувствительность стремятся свести к минимуму. В зависимости от назначения и принципа действия датчики могут иметь различные входные и выходные величины. Если пренебречь нечувствительностью и инерционностью, их уравнения имеют общую структуру и могут быть приведены к единому виду (3) *.

Сильфонный датчик давления (гармониковая мембрана) представляет собой гофрированную упругую металлическую трубку, закрытую с одного торца, образующего активную площадь (рис. 6, *а*). Давление p измеряемой среды действует на торец с силой

$$F_{\text{ч}} = f_{\text{а}}\, p,$$

где $f_{\text{а}} \approx \frac{\pi}{4}\left(\frac{D+d}{2}\right)^2$ — активная площадь сильфона.

В датчике эта сила уравновешивается суммой сил упругости сильфона (за счет его собственной жесткости) и дополнительной пружины (рис. 6, *б*). Выходным сигналом датчика является перемещение $\Delta y_{\text{д}}$ штока.

Сильфонные датчики применяют для измерения давления различных сред в широком диапазоне $(0{,}01 \div 100)\ 10^5$ Па. При измерении малого давления пружина может отсутствовать, в этом случае действующая сила полностью урановешивается за счет упругости самого сильфона. Жесткость сильфона зависит от его геометрических размеров, материала, числа гофр и слоев. Для измерения высокого давления необходимо увеличить толщину стенки сильфона, что приводит к повышению его жесткости. В этом случае жесткость можно снизить, сделав сильфон двух-трехслойным в зависимости от необходимой прочности.

Изготовляют сильфоны из тампака и полутампака для низкого и среднего давлений, бериллиевой бронзы и нержавеющей стали для высокого давления. Крепят их с помощью пайки или сварки оловянистыми припоями без применения кислоты. Допускается применение кислоты при предварительном обслуживании поверхностей с последующей промывкой теплой водой.

* При изучении других датчиков учащимся предлагается по аналогии самостоятельно составить их уравнения.

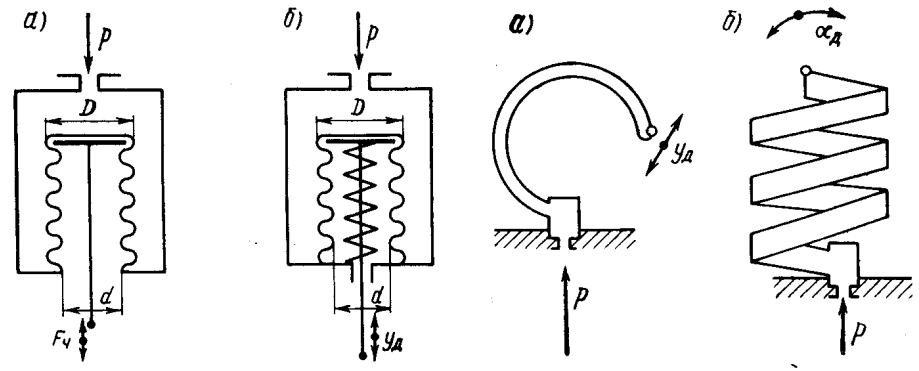


Рис. 6. Схемы действия сильфонных датчиков давления

Рис. 7. Схемы действия трубчатых датчиков давления

Манометрическая трубка, или *трубка Бурдона* (рис. 7, *а*), представляет собой упругую металлическую трубку эллиптического или прямоугольного сечения, согнутую по радиусу. К неподвижно закрепленному концу трубки подводится измеряемое давление p, которое действует на ее внутренние поверхности, имеющие разные площади, и создает усилие, направленное в сторону поверхности с большей площадью. Это усилие уравновешивается силой упругости самой трубки. Выходной сигнал датчика в виде перемещения $\Delta y_{\text{д}}$ свободного конца трубки пропорционален изменению давления Δp. При повышении давления трубка выпрямляется, а при снижении — сгибается.

Достоинствами трубки Бурдона являются большая механическая прочность, простота конструкции и широкий диапазон измеряемого давления при линейной характеристике, что позволяет широко использовать ее в контрольно-измерительных приборах и приборах автоматических устройств. Металлические мембраны и трубки Бурдона в рабочей зоне обладают свойствами пружин и практически не имеют остаточной деформации (отсутствует петля гистерезиса). Диапазон измеряемого давления на линейном участке характеристики определяется пределом упругости трубчатой пружины и зависит от конструктивных соотношений размеров и механических свойств материала трубки. Превышение предельных значений вызывает остаточную деформацию пружины, что недопустимо в эксплуатации.

Для измерения давления до $100 \cdot 10^5$ Па трубчатые пружины изготавливают из латуни или бронзы, для более высокого — из стали.

Геликоидальная пружина (рис. 7, *б*) представляет собой упругую металлическую трубку эллиптического сечения, закрученную по спирали. К неподвижно закрепленному концу трубки подводится измеряемое давление p. Принципы действия геликоидальной пружины и

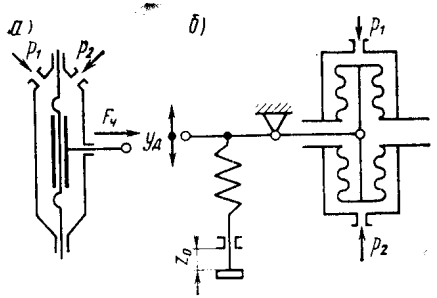


Рис. 8. Схемы действия датчиков перепада давления

трубки Бурдона аналогичны. Выходным сигналом датчика является угловое перемещение $\Delta\alpha_д$ свободного конца трубки. Геликоидальные пружины применяют в случаях, когда требуется получить большие перемещения выходного звена датчика при малых изменениях давления.

Перепад давлений. Перепад $\Delta p = p_1 - p_2$ часто измеряют для определения расхода жидкости или газа, а также сопротивления участка трубопровода. Для измерения малых перепадов давления (от 10 до 1600 Па) используют *мембранный датчик* из эластичной аэростатной ткани, дюритовой резины или фольги (рис. 8, *а*). Измеряемые давления p_1 и p_2 подводятся к полости датчика с обеих сторон мембраны, на жестком центре которой создается усилие $F_ч$, пропорциональное их разности и направленное в сторону меньшего давления. Выходной шток уплотняется в корпусе сальником или сильфоном. Во втором случае приведенная активная площадь мембраны со стороны штока будет меньше на размер активной площади уплотнительного сильфона.

Сильфонный датчик перепада давления (рис. 8, *б*) имеет измеряемый диапазон значительно шире, чем мембранный. Состоит датчик из двух сильфонов с одинаковой активной площадью, преобразующих измеряемые давления в силы, направленные в противоположные стороны. Разность сил, приведенная к соединительному штоку, уравновешивается силами действия пружины и упругости самих сильфонов. Выходным сигналом датчика является перемещение рычага $\Delta y_д$, пропорциональное изменению перепада давлений $\Delta(p_1 - p_2)$. Двухсильфонные и двухмембранные датчики обладают высокой чувствительностью из-за отсутствия сил сухого трения в уплотнениях штоков.

4. ИЗМЕРЕНИЕ УРОВНЯ ЖИДКОСТИ

Уровень жидкости измеряют различными датчиками в зависимости от типа объекта и характера протекающих процессов.

Поплавковый датчик уровня (см. рис. 2, *а*) является наиболее простым. Изменение уровня жидкости Δh в резервуаре приводит к изменению положения поплавка *2*. Выходным сигналом датчика является перемещение свободного конца штока *1*.

Мембранный датчик уровня (рис. 9, *а*) широко распространен на судах отечественной постройки при автоматизации паровых котлов. Мембрана *5*, разделяющая корпус датчика на две полости, является ЧЭ уровня воды в барабане котла *1*. К жесткому центру мембраны подвешен груз *6*. Нижняя полость корпуса через дроссельный клапан *7* соединена с конденсационным сосудом *2*, уровень в котором поддерживается постоянным благодаря обратному сливу конденсата в котел через перепускную трубу, и на мембрану снизу действует столб воды h_0. Верхняя полость соединена с водяным пространством барабана котла и на мембрану сверху действует столб воды h_1. Сила, действующая на мембрану от перепада уровней воды $h = h_0 - h_1$, уравновешивается суммой сил от веса груза *6* и настроечной пружины *3*:

$$h\rho g f_a = F_м + a_1 c z_0,$$

где ρ — плотность воды;
g — ускорение свободного падения;
f_a — активная площадь мембраны;
$F_м$ — сила действия массы груза;
a_1 — передаточный коэффициент.

Груз подвешивают к жесткому центру мембраны для уменьшения статической неравномерности датчика и снижения влияния крена судна на его работу. Обычно массой груза уравновешивают 80% силы от перепада уровней, а остальные 20% силы компенсируют действием пружины *3*. Статическую настройку датчика на заданное значение уровня производят изменением ее предварительного натяжения z_0.

Изменение уровня Δh воды в котле приводит к нарушению равенства сил, действующих на мембрану, ее прогибу, развороту рычага *4* и пропорциональному перемещению $\Delta y_д$ его выходного конца.

Достоинством мембранных датчиков является высокая чувствительность и отсутствие тепловой инерционности. На их работу не влияет изменение давления в котле, так как оно действует на мембрану с обеих сторон. Влияние качки на работу датчика можно снизить установкой на импульсные каналы дроссельного клапана *7*.

Термогидравлический датчик уровня (рис. 9, *б*) применяют в паровых котлах. Он состоит из стальной трубки *8*, закрепленной внутри кожуха *9* с ребрами. Верхний конец трубки соединен с паровым, а нижний —с водяным пространством пароводяного барабана котла *1*, поэтому согласно свойству сообщающихся сосудов уровень воды в них всегда одинаков. Пространство между трубкой *8* и кожухом *9*, заполненное конденсатом, соединяется трубкой *10* с сигнализатором давления или ИМ,

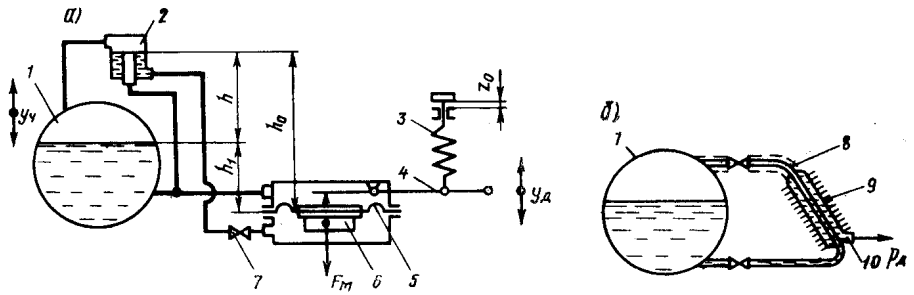


Рис. 9. Схемы действия датчиков уровня жидкости

Библиотека
ЛГ... 17
им.
С. О. Ма...ярова

управляющим питательным клапаном котла (на рисунке не показаны). Устанавливают датчик так, чтобы угол наклона его к горизонтальной оси барабана котла был равен приблизительно 30°, а его середина соответствовала уровню воды в барабане.

При изменении уровня воды в барабане изменяется соотношение между площадями поверхностей трубки *8*, омываемыми водой и паром. Из термодинамики известно, что теплоотдача пара выше, чем воды, при одинаковой их температуре, поэтому количество теплоты, передаваемой водой и паром через трубку *8* конденсату, заполняющему кольцевое пространство датчика, будет различным. Изменение количества теплоты, подводимой к конденсату, вызовет его испарение (при понижении уровня воды) или конденсацию вследствие отдачи теплоты через ребра кожуха *9* в окружающую среду (при повышении уровня воды). Это приводит соответственно к пропорциональному повышению или понижению давления $p_д$ пара конденсата на выходе датчика.

Термогидравлический датчик уровня применяют при автоматизации малонапряженных котлов, так как он из-за значительной тепловой инерционности медленно реагирует на быстрое изменение уровня воды в котле. Кроме того, выходной сигнал датчика изменяется вследствие изменения параметров пара в котле и температуры окружающей среды.

5. ИЗМЕРЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ

Общие сведения. Измерение температуры, основанное на теплообмене между телами, является одним из самых трудоемких. Приборы, входящие в тепловой контакт с контролируемой средой, по показателям которых определяют ее температуру, называются *термометрами*, а устройства, предназначенные для регулирования температуры, *терморегуляторами*. Неотъемлемой составной частью термометров и датчиков терморегуляторов являются ЧЭ, физические свойства которых изменяются при нагреве. Разделяют датчики на механические и электрические.

Механические датчики. К механическим относятся датчики, действие которых основано на тепловом расширении жидких или твердых тел либо на изменении давления газов или паров жидкости в замкнутых системах. Выходными сигналами таких датчиков являются перемещения либо усилия, однозначно определяемые изменением температуры.

Жидкостные термометры работают по принципу различного расширения оболочки и находящейся в ней жидкости. Стеклянный термометр состоит из баллончика с припаянной к нему прозрачной капиллярной трубкой (капилляром) и шкалы. Баллончик заполняют жидкостью, коэффициент расширения которой в 15—30 раз больше, чем оболочки. Поэтому приращение температуры вызывает увеличение объема жидкости и ее вытеснение из оболочки в капилляр, в котором положение кромки жидкости по шкале определяет значение температуры. Оболочку и капиллярные трубки изготавливают из стекла или кварца.

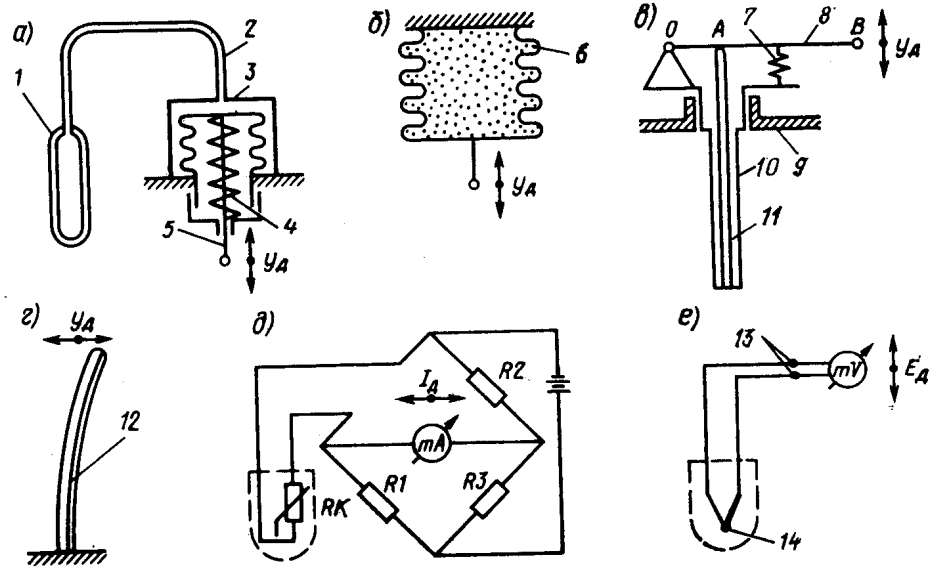


Рис. 10. Схемы действия датчиков температуры

Наполнителем может быть жидкость (спирт, толуол, пентан) или текучий металл (ртуть, галлий).

Жидкостный датчик температуры состоит из металлического термопатрона *1* (рис. 10, *а*) и сильфонной камеры *3*, связанных между собой металлическим гибким капилляром *2*. Внутренняя полость их герметична и в зависимости от диапазона измеряемых температур полностью заполняется глицерином, ксилолом или ртутью. Термопатрон помещают в зону контролируемой среды, при увеличении температуры которой увеличивается объем наполнителя и он перетекает по капилляру в камеру сильфона, что вызывает перемещение торца последнего. Выходным сигналом датчика является перемещение $\Delta y_д$ штока *5*, движимого торцом сильфона. Перемещение пропорционально изменению температуры $\Delta\vartheta$, т. е. статическая характеристика датчика линейна. При понижении температуры объем наполнителя уменьшается, и торец сильфона движется в обратном направлении под действием возвратной пружины *4*.

Жидкостные датчики обладают большими перестановочными усилиями. Однако они подвержены влиянию температуры окружающей среды, которое оказывается тем больше, чем меньше разность температур окружающей и контролируемой сред.

Датчик с твердым наполнителем термометрической системы (объемный) имеет аналогичные принцип действия и свойства. Выполнен датчик (рис. 10, *б*) в виде жестко закрепленного сильфона *6*, внутренняя полость которого герметична и заполнена аморфным телом (обычно воском). При изменении температуры среды, омывающей сильфон,

объем наполнителя увеличивается, вызывая перемещение торца сильфона. Для уменьшения тепловой инерционности датчика воск перемешивают с медными опилками.

Дилатометрический датчик (рис. 10, *в*) состоит из трубки *10*, нижний конец которой спаян со стержнем *11*, свободно проходящим через трубку. Верхний конец трубки впаян в резьбовой штуцер, на фланце которого закреплен поворотный рычаг *8*, прижимаемый к стержню пружиной *7*. Датчик устанавливают на трубопроводе или теплообменнике *9*, а трубку *10* погружают в контролируемую среду. Для трубки выбирают материал с высокой теплопроводностью и значительно бо́льшим коэффициентом линейного расширения, чем у материала стержня. Трубки изготавливают из меди, латуни, стали, а стержни — из инвара (сплав кобальта, железа и хрома), имеющего коэффициент линейного расширения, в 5 раз меньший, чем у меди, и в 2 раза меньший, чем у стали. Изменение температуры $\Delta\vartheta$ среды, омывающей трубку, приводит к перемещению верхнего конца стержня на значение Δl:

$$\Delta l = (\alpha_1 - \alpha_2)\, l_0\, \Delta\vartheta,$$

где α_1, α_2 — коэффициенты линейного расширения материалов трубки и стержня;
l_0 — активная длина дилатометра.

Перемещение стержня *11* приводит к развороту рычага *8* относительно опоры *0* и пропорциональному перемещению его свободного конца *B* на расстояние $\Delta y_д$, являющееся выходным сигналом датчика.

Дилатометры обладают большим перестановочным усилием. Однако значение их выходного сигнала мало, а тепловая инерция значительна. Недостатком является также невысокая точность измерения.

Биметаллический датчик (рис. 10, *г*) имеет аналогичный принцип действия. Чувствительный элемент состоит из плоской или спиральной пружины *12*, спаянной из двух пластин разнородных металлов. При изменении температуры обе пластины удлиняются неодинаково, вызывая изгиб плоской или скручивание спиральной пружины. Один конец пружины закреплен неподвижно, а перемещение $\Delta y_д$ свободного конца является выходным сигналом датчика. Недостатком датчика является невысокая точность измерения.

Термоманометрические датчики по конструкции схожи с жидкостными. Принцип действия термоманометрического датчика основан на изменении давления наполнителя в системе при изменении измеряемой температуры. Выходным звеном датчика является сильфонный (см. рис. 10, *а*) либо трубчатый (см. рис. 7) датчик давления. По роду наполнителя термоманометрические датчики разделяют на парожидкостные и газовые.

В парожидкостном датчике термопатрон заполняют примерно на 2/3 объема жидкостью с температурой кипения ниже измеряемой, а остальной объем занимают ее пары. От диапазона измеряемых температур зависит вид жидкости: хлорметил (от —20 до + 100° С), хлорэтил (от 0 до +125° С), этиловый эфир (от 0 до +150° С), ацетон (от 0 до 170° С), бензол (от 0 до + 200° С). Давление паров по капиллярной трубке с внутренним диаметром около 0,3 мм дистанционно передается к датчику давления. Переносчиком давления является спирт или смесь глицерина с водой, которыми заполняют внутреннюю полость капилляра и датчик давления. На работу парожидкостных датчиков не влияет изменение температуры окружающей среды, однако они обладают нелинейной статической характеристикой.

Газовый датчик, полностью заполняемый азотом или гелием под давлением до $50 \cdot 10^5$ Па, служит для измерения в широком диапазоне температур (от —130 до +550 °С) и имеет линейную статическую характеристику. Однако датчик подвержен влиянию внешних температурных условий.

Общими недостатками датчиков с жидкими, твердыми и газовыми наполнителями являются их большая тепловая инерционность, трудность (часто невозможность в судовых условиях) ремонта при нарушении герметичности измерительной системы и ограниченность расстояния передачи выходного сигнала.

Электрические датчики. Наиболее распространены измерительные устройства с терморезисторами и термоэлектрическими датчиками температуры.

Терморезистор (рис. 10, *д*) работает по принципу изменения активного сопротивления проводников и полупроводников при изменении их температуры. К одной диагонали моста Уитсона подведено постоянное напряжение, а в другую включен прибор для измерения тока (миллиамперметр). В три плеча моста включены резисторы *R1*, *R2*, *R3*, сопротивления которых не меняются при изменении температуры, а в четвертое — терморезистор *RK*, размещаемый в зоне измеряемых температур. Значения сопротивлений выбирают таким образом, чтобы при температуре 0 °С ток *I* в цепи прибора отсутствовал, т. е. мост был уравновешен. При изменении температуры меняется сопротивление терморезистора *RK*, нарушается равновесие моста и в его диагонали течет ток $I_д$, являющийся выходным сигналом датчика. Визуальный контроль температуры проводят по показаниям прибора, шкала которого отградуирована в градусах Цельсия. Диапазон температур, измеряемых терморезисторами, лежит в пределах от —50 до +600 °С.

Монтируют датчик в защитном герметичном корпусе для предохранения от механических повреждений и агрессивного воздействия среды.

Терморезистор представляет собой проволоку, намотанную на изоляционный каркас. В зависимости от диапазона измеряемой температуры применяют платиновую, медную или никелевую проволоку. Полупроводниковый терморезистор представляет собой смесь из порошкообразных окислов MnO_2, CuO_3, Fe_2O_3, NiO и др., спрессованную и спеченную при высокой температуре. По сравнению с проводниками полупроводниковые датчики обладают значительно большим температурным коэффициентом электрического сопротивления. Однако зависимость их передаточного коэффициента от температуры характеризуется

резко выраженной нелинейностью и недостаточной стабильностью, что ограничивает их применение.

На корпусах датчиков, серийно выпускаемых отечественной промышленностью, указывают условные обозначения терморезисторов: платиновых — ТСП, медных — ТСМ, полупроводниковых — ММТ, КМТ, МКМТ и т.д.

Термоэлектрические датчики (пирометры) применяют в СЭУ обычно для измерения относительно высоких температур. В пирометре (рис. 10, *е*) датчиком температуры является термопара, представляющая собой два изолированных и спаянных между собой концами проводника из разнородных металлов или сплавов. Этот спай *14*, помещенный в зоне измеряемых температур, называется горячим спаем. К свободным концам *13*, называемым холодным спаем, присоединяют милливольтметр. При разности температур между холодным и горячим спаями возникает термоэлектродвижущая сила (термоэ.д.с.), измеряемая милливольтметром и являющаяся выходным сигналом датчика. Ее значение зависит от разности температур обоих спаев и от сочетания материалов электродов термопар. Для получения однозначной зависимости термоэ.д.с. от температуры горячего спая необходимо постоянство температуры холодного спая или установка в прибор специального компенсирующего устройства (на схеме не показано). Возникающая термоэ. д. с. в системах контроля измеряется милливольтметром, отградуированным в градусах Цельсия, либо подается на вход потенциометрического измерителя.

В зависимости от диапазона измеряемых температур и требуемой точности измерений применяют различные термопары: платино-платинородиевые (стандартное обозначение ПП), хромель-алюминиевые (ХА), хромелькопелевые (ХК), медь-копелевые (МК) и т. д. Стандартные термопары монтируют в защитных металлических термостойких корпусах, на присоединительных штуцерах которых указывают общепринятое обозначение термопары и диапазон измеряемых температур.

Электрические датчики температуры обладают высокой чувствительностью, широким диапазоном измеряемых температур, возможностью передачи сигналов на значительные расстояния, а их тепловая инерционность зависит в основном от массы и теплопроводности защитного корпуса ЧЭ.

6. ИЗМЕРЕНИЕ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ

В энергетической установке судна частоту вращения вала двигателя измеряют механическими, гидравлическими, электрическими и электронными измерительными устройствами.

Механический датчик наиболее широко распространен. Принцип действия датчика основан на преобразовании частоты вращения в центробежную силу и сравнении ее с заданной силой действия пружины.

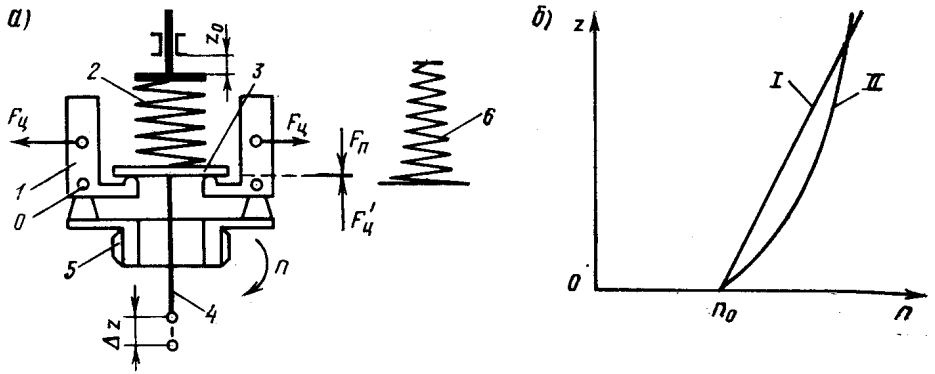


Рис. 11. Принципиальная схема и статические характеристики центробежного датчика частоты вращения

В центробежном датчике чувствительным элементом являются грузы *1* (рис. 11, *а*), свободно сидящие на осях *О* в опорах диска *5*. Диск приводится во вращение через механическую передачу от вала двигателя или другого механизма. Частота вращения n пропорциональна угловой скорости ω и преобразуется грузами в центробежную силу $F_ц$, которая приводится к муфте сравнивающего устройства *3* со значением $F'_ц$ и уравновешивается силой действия цилиндрической пружины *2* задающего устройства: $F'_ц = F_п$.

Для крайнего нижнего положения муфты и выходного штока *4* датчика при установившемся режиме зависимость примет вид

$$i a_1 m_г r_0 \omega_0^2 = c z_0,$$

где i — число грузов датчика;
a_1 — передаточный коэффициент от центра тяжести грузов к муфте;
$m_г$ — масса груза;
r_0 — радиус вращения центра тяжести груза;
ω_0 — угловая скорость грузов при установившемся режиме, соответствующая крайнему нижнему положению муфты.

Приращение угловой скорости $\Delta\omega$ сверх ω_0 вызывает нарушение равновесия действующих сил и движение муфты датчика. По мере ее перемещения Δz увеличивается натяжение пружины и наступает статическое равновесие сил, определяемое соотношением

$$i a_1 m_г (r_0 + \Delta r)(\omega_0 + \Delta\omega)^2 = c(z_0 + \Delta z), \qquad (6)$$

где Δr — изменение радиуса вращения центра тяжести грузов.

Из уравнения (6) следует, что при установившемся режиме зависимость между положением муфты датчика и частотой вращения при $c =$ = idem нелинейна и графически описывается статической характеристикой *II* (рис. 11, *б*). Кривизна статической характеристики объясняется квадратичной зависимостью перемещения муфты Δz от приращения частоты вращения Δn, а также изменением радиуса Δr вращения центра тяжести грузов. Статическую характеристику можно

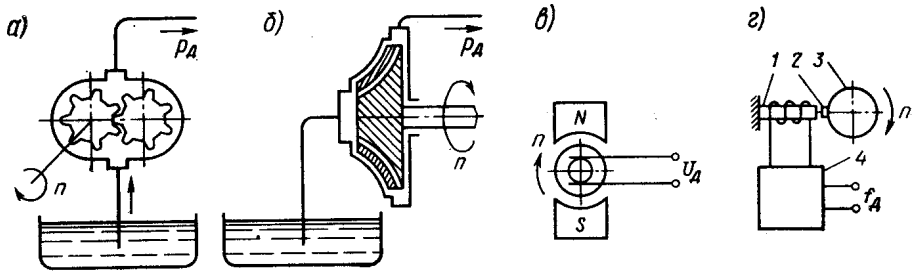


Рис. 12. Схемы действия датчиков частоты вращения

приблизить к линейной *1*, если в датчике цилиндрическую пружину (постоянной жесткости) *2* заменить конической (переменной жесткости) *6*. Иногда для уменьшения кривизны статической характеристики цилиндрическую пружину заменяют пакетом пружин с различной жесткостью.

Движущая сила датчика определяется разностью сил действия грузов и пружины. Ее можно повысить, например, путем увеличения массы грузов, однако при этом возрастает инерционность датчика и ухудшаются его динамические свойства.

В *гидравлическом датчике* чувствительным элементом является насос: шестеренный (рис. 12, *а*) или центробежный (импеллер, рис. 12, *б*), навешенный на двигатель. С изменением частоты вращения вала двигателя меняются подача и давление масла на выходе из насоса, т. е. наблюдается однозначное статическое соответствие частоты вращения и давления. Это давление подается на вход датчика, выходным сигналом которого является перемещение выходного звена. Такой датчик настраивают обычно изменением предварительного натяжения пружины датчика давления.

Достоинством гидравлических датчиков является малая инерционность вследствие несжимаемости жидкости и удобство компоновки. Однако они обладают нелинейной и нестабильной статической характеристикой из-за изменения вязкости масла при работе.

В *электрическом измерительном устройстве* датчиком является тахогенератор (рис. 12, *в*), представляющий собой электрическую машину малой мощности постоянного или переменного тока. При вращении ротора в постоянном магнитном поле в обмотках индуцируется пропорциональная частоте вращения э. д. с., являющаяся выходным сигналом тахогенератора.

Достоинством тахогенераторов являются малые размеры и масса, возможность дистанционной передачи сигналов, что позволяет широко их использовать при автоматизации процессов. Так, в системах контроля напряжение тахогенератора измеряют вольтметром, отградуированным в оборотах в минуту, по показаниям которого определяют частоту вращения вала.

Принцип действия *электронного измерительного устройства* основан на безынерционном действии электронного счетного устройства, работающего с индукционным или фотоэлектрическим импульсным датчиком. Индукционный датчик (рис. 12, *г*) состоит из жестко закрепленного магнитного сердечника *1* с катушкой индуктивности и подвижного якоря *2* (из магнитомягкого материала), закрепленного на валу *3*. При вращении вала якорь (штифт), проходя мимо сердечника, создает пульсирующий магнитный поток, под действием которого в катушке индуцируется э. д. с. Импульсы э. д. с., являющиеся выходными сигналами датчика, с частотой вращения вала поступают на вход частотного преобразователя *4*, выходным сигналом которого являются прямоугольные импульсы той же частоты.

В системах контроля частоту импульсов э. д. с. измеряют электронным частотомером с цифровым индикатором или со шкалой, отградуированной в оборотах в минуту. Достоинством таких датчиков является бесконтактная связь с вращающимися деталями и высокая точность измерения, повысить которую можно заменой однополюсного якоря многополюсным в виде зубчатого венца.

7. УСИЛИТЕЛЬНЫЕ ОРГАНЫ

Выходной сигнал измерителя может быть использован для непосредственного воздействия на РО. Однако иногда мощность этого сигнала оказывается недостаточной и ее повышают в усилительных органах.

Усилительный орган (*усилитель*) — это устройство (рис. 13), в котором осуществляется увеличение мощности управляющего (входного) сигнала за счет вспомогательной энергии $W_в$ постороннего источника питания. По виду вспомогательной энергии усилители делят на механические, гидравлические, пневматические, электрические и комбинированные.

Структура и общий принцип действия механических, гидравлических и пневматических усилителей одинаковы. Рабочая среда, являющаяся вспомогательной энергией $W_в$, подается к управляющему устройству (распределителю), которое по сигналу от датчика $e = f(y_д)$ управляет подводом энергии $W_в$ к исполнительному механизму. Здесь энергия рабочей среды преобразуется в механическую работу s по перемещению выходного звена. В автоматической системе регулирования это движение передается регулирующему органу, воздействующему на ОР. Совокупность *УУ* с *ИМ* образует *усилитель мощности*, их конструктивное исполнение зависит от вида вспомогательной энергии.

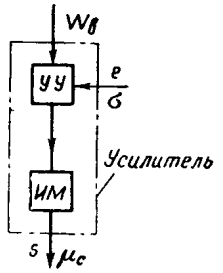


Рис. 13. Структурная схема усилительного органа

В механическом усилителе УУ выполняют обычно в виде фрикционной муфты или рычажного

реле, передающего механическую энергию сжатой пружины либо движущихся масс приводу РО.

В гидравлических и пневматических усилителях управляющие устройства по принципу действия делят на струйные, золотниковые, дроссельные, компенсационные и комбинированные.

8. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСИЛИТЕЛИ

В гидравлическом усилителе с отсечным золотником и поршневым ИМ двустороннего действия (рис. 14, *а*) масло под давлением $p_р$ подводится через втулку управляющего устройства *2* к золотнику *3*. В среднем положении золотник своими полями перекрывает окна каналов, идущих в полости цилиндра исполнительного механизма *1*, и поршень неподвижен.

При смещении Δe золотника из среднего положения под воздействием датчика одна из полостей ИМ сообщается с напорной магистралью, а другая — со сливной. Под действием силы, вызванной разностью давлений масла в полостях, поршень перемещается и через шток воздействует на РО. Поршень будет перемещаться на расстояние Δs до тех пор, пока не дойдет до крайнего положения в цилиндре либо пока золотник не вернется в среднее положение. Направление движения поршня зависит от направления смещения золотника.

Зависимость между входным параметром Δe усилителя и выходным Δs может быть получена из условия неразрывности потока масла, поступающего в полость ИМ. Так, за время Δt объем масла, поступающего через напорное окно УУ, равен объему, в котором переместился поршень за тот же промежуток времени:

$$f_з v \Delta t = f_п \Delta s, \qquad (7)$$

где $f_з$ — площадь открытого золотником проходного сечения окна;
v — скорость потока масла в окне;
$f_п$ — активная площадь поршня ИМ;
Δs — перемещение поршня за время Δt.

Эта зависимость справедлива, если пренебречь силами сопротивления движению поршня, сжимаемостью и протечками масла, инерцией движущихся масс ИМ. При прямоугольном сечении окон шириной b площадь $f_з$ проходного сечения пропорциональна смещению Δe золотника: $f_з = \Delta e b$. Тогда уравнение примет вид $\Delta e b v \Delta t = f_п \Delta s$, откуда

$$\Delta e = T'_с \frac{\Delta s}{\Delta t}, \qquad (8)$$

где $T'_с = \frac{f_п}{bv}$ — время перемещения поршня ИМ на единицу хода при таком же смещении управляющего золотника.

Время $T'_с$, характеризующее быстродействие усилителя, определяется его конструктивными соотношениями $f_п$ и b и скоростью v подво-

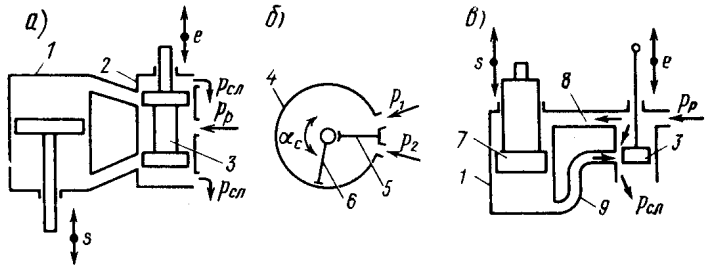


Рис. 14. Схемы действия гидравлических усилителей с отсечным золотником и поршневым ИМ

да масла через окна золотника, которая в свою очередь зависит от гидравлического сопротивления подводящих каналов, перепада давлений масла в полостях ИМ и вязкости масла. В эксплуатации быстродействие некоторых усилителей можно регулировать путем изменения проходного сечения магистрального клапана, установленного между УУ и ИМ.

Как следует из уравнения движения идеального ИМ (8), смещение управляющего золотника из среднего положения приводит к движению поршня со скоростью $\Delta s/\Delta t$, пропорциональной Δe. Причем чем меньше время $T'_с$, тем больше $\Delta s/\Delta t$ при том же Δe, т. е. тем бо́льшим быстродействием обладает усилитель.

Если промежутки времени Δt, в течение которых происходят смещения золотника Δe от установившихся значений, бесконечно малы ($\lim \Delta t \to 0$), то уравнение (8), выраженное в конечных приращениях, можно привести к дифференциальной форме:

$$\Delta e = T'_с \frac{d(\Delta s)}{dt}. \qquad (9)$$

При введении относительных отклонений уравнение (9) можно привести к общему виду:

$$\sigma = T_с \frac{d\mu_с}{dt},$$

где $\sigma = \frac{\Delta e}{e_{max}}$; $\mu_с = \frac{\Delta s}{s_{max}}$ — относительные изменения соответственно входного и выходного параметров усилителя;

$T_с = T'_с \frac{s_{max}}{e_{max}}$ — время действия ИМ, определяемое как время перемещения поршня из одного крайнего положения в другое при максимальном значении входного сигнала усилителя ($\sigma = 1$);

$\frac{d\mu_с}{dt}$ — относительная скорость движения поршня ИМ.

В том случае, если выходной сигнал усилителя нужно получить в виде угла разворота $\alpha_с$ (рис. 14, *б*) выходного вала, к отсечному золот-

нику присоединяют поршневой либо *лопастной 4 ИМ двустороннего действия*. В последнем полости разделены неподвижной перегородкой *5*, а разность давлений рабочей среды ($p_1 - p_2$) создает силу, разворачивающую поворотную лопасть *6*, которая жестко соединена с выходным валом.

В гидравлическом *усилителе с отсечным золотником* и *дифференциальным поршневым исполнительным механизмом* (рис. 14, *в*) активная площадь нижнего основания поршня *7* исполнительного механизма *1* значительно больше площади верхнего (кольцевого) основания. Верхняя полость неуправляема, и в нее по каналу *8* непрерывно поступает масло под давлением $p_р$ из напорной магистрали. При среднем положении золотник *3* своим полем закрывает канал *9*, ведущий в нижнюю полость ИМ, и поршень неподвижен. Смещение Δe золотника вверх под действием датчика приводит к сообщению нижней полости ИМ через канал *9* со сливом. От давления масла на верхнюю кольцевую поверхность поршень перемещается вниз. При смещении золотника вниз обе полости ИМ соединяются с напорной магистралью, что приводит к движению поршня под действием разности сил вверх. Движение поршня прекращается при установке управляющего золотника в среднее положение.

В рассмотренных усилителях золотниковые УУ просты по конструкции и обладают большой пропускной способностью рабочей среды, что позволяет получить высокую скорость движения поршня ИМ.

При автоматизации паровых СЭУ широко применяют *гидравлические усилители со струйными УУ*. В корпусе управляющего устройства типа струйного реле *4* (рис. 15, *а*) установлены напорное сопло *1*, качающаяся струйная трубка (сопло) *3* и два приемных сопла (диффузора) *5*, которые трубопроводами сообщаются с полостями поршневого исполнительного механизма *6* двустороннего действия. Вода (реже масло) под давлением $p_р = (4 \div 8)10^5$ Па подводится через напорное сопло в диффузор струйной трубки *3*, закрепленной на оси *2*. Ось совершает качательные движения по сигналу от датчика. При выходе из сужающейся трубки *3* потенциальная энергия давления жидкости преобразуется в кинетическую, а в расширяющихся соплах *5* кинетическая энергия вновь превращается в потенциальную. Среднему положению *II* трубки относительно приемных окон соответствует одинаковое давление в выходных соплах *5* ($p_1 = p_2$) и полостях ИМ. Поршень при этом неподвижен. Смещение сопла *3* из среднего положения в положение *I* или *III* приводит

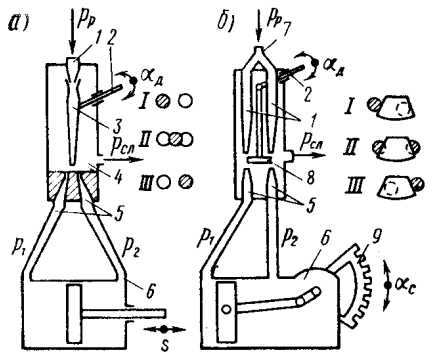


Рис. 15. Схемы действия струйных гидравлических усилителей

к совмещению его с одним из сопел *5*, вследствие чего растет давление в одной полости ИМ и падает в другой. Под действием разности давлений поршень перемещается либо до крайнего положения, либо до тех пор, пока сопло *3* не вернется в среднее положение. Жидкость, не попавшая в напорный трубопровод и вытесняемая поршнем при его движении, идет на слив под давлением $p_{сл}$ через патрубок в корпусе струйного реле. Выходным параметром усилителя является перемещение s штока ИМ.

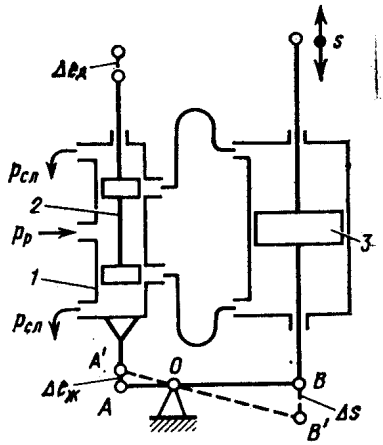


Рис. 16. Схема действия гидравлического усилителя с ЖОС

В струйном двухпроточном усилителе (рис. 15, *б*) напорные сопла *1*, идущие от подводящего штуцера *7*, и приемные сопла *5* закреплены неподвижно попарно друг против друга, а подводом жидкости к исполнительному механизму *6* управляет подвижная качающаяся заслонка *8*, связанная с датчиком через вал *2*.

При среднем положении *II* заслонки давление в приемных соплах *5*, а следовательно, и полостях ИМ одинаково ($p_1 = p_2$). Отклонение заслонки от среднего положения в положение *I* или *III* приводит к разности давлений в полостях, вызывая перемещение поршня. Жидкость из полости с меньшим давлением идет на слив через диффузор и сливное отверстие в корпусе УУ. Поршень перемещается до тех пор, пока заслонка струйного реле не встанет в среднее положение.

Возвратно-поступательное движение поршня преобразуется кривошипно-шатунным механизмом в угол разворота $\alpha_с$ выходного вала и зубчатого сектора *9*, передающего воздействие на РО.

Рассмотренные усилители являются астатическими, так как любое значение входного параметра $\Delta e \neq 0$ вызывает изменение выходного параметра до максимального значения Δs_{max} с постоянной скоростью. Движение выходного звена таких усилителей может быть ограничено при любом его промежуточном положении установкой УУ в среднее положение, т. е. при $\Delta e = 0$. Для этого необходимо соответствующее воздействие датчика либо введение в усилитель отрицательной жесткой обратной связи, сущность которой состоит в действии на управляющее устройство ИМ противоположно действию измерителя.

Гидравлический усилитель с ЖОС (рис. 16) отличается от усилителя, показанного на рис. 13, *а*, тем, что через рычаг жесткой обратной связи *AOB* передается обратное кинематическое воздействие от поршня *3* исполнительного механизма на подвижную втулку *1* золотника *2*. Если при некотором воздействии измерителя золотник смещается относительно втулки из среднего положения вверх на расстояние $\Delta e_д$, то верхняя полость исполнительного механизма сообщается с напорной

магистралью, а нижняя — со сливной. Сила, вызванная разностью давлений $p_р - p_{сл}$, движет поршень вниз. Он разворачивает рычаг AOB относительно опоры O в положение $A'OB'$ и смещает золотниковую втулку вверх на расстояние $\Delta e_ж$, перекрывая золотником окна, идущие к исполнительному механизму. Движение поршня прекращается в момент установки втулки и золотника в среднее положение вследствие действия ЖОС. Такая обратная связь, принцип действия которой основан на компенсации (выравнивании) перемещений, является *кинематической*.

Таким образом, под действием кинематической следящей ЖОС ограничивается движение поршня ИМ и новому значению $\Delta e_д$ входного параметра усилителя соответствует новое значение Δs выходного параметра. Зависимость между этими величинами можно получить из условий движения золотника относительно втулки под действием датчика $\Delta e_д$ (поршень ИМ неподвижен) и втулки относительно золотника под действием жесткой обратной связи $\Delta e_ж$ (золотник неподвижен):

$$\Delta e = \Delta e_д - \Delta e_ж,$$

$$\text{где } \Delta e_ж = \frac{|AO|}{|OB|}\Delta s.$$

После подстановки получим:

$$T'_с \frac{d(\Delta s)}{dt} = \Delta e_д - \frac{|AO|}{|OB|}\Delta s,$$

или

$$T'_с \frac{d(\Delta s)}{dt} + a_ж \Delta s = \Delta e_д, \qquad (10)$$

где $a_ж = \frac{|AO|}{|AB|}$ — передаточный коэффициент от поршня ИМ к золотниковой втулке (коэффициент действия ЖОС).

При введении относительных отклонений уравнение (10) можно привести к общему виду

$$T_с \frac{d\mu_с}{dt} + k_ж \mu_с = \sigma, \qquad (11)$$

где $k_ж = a_ж \frac{s_{max}}{e_{max}}$ — относительный коэффициент действия ЖОС.

Из анализа уравнений (10) и (11) следует, что изменение σ входной величины вызывает движение выходного звена со скоростью $d\mu_с/dt$, имеющей максимальное значение в начале движения и стремящейся к нулю по мере роста выходной величины $\mu_с$. В результате на установившемся режиме при $d\mu_с/dt = 0$ уравнение динамики (11) превращается в уравнение статики, характеризующее пропорциональную зависимость между входной и выходной величинами: $\mu_с = \frac{\sigma}{k_ж}$.

Таким образом, введение в усилитель отрицательной ЖОС позволило обеспечить жесткую связь между входным и выходным параметрами, а соотношение между ними регулируют обычно изменением коэффициента $k_ж$.

Подобными свойствами обладают усилители с УУ типа дросселей переменного сечения и ИМ одностороннего действия.

В гидравлический усилитель одностороннего действия (рис. 17) масло под давлением $p_р$ $(3 \div 4)\ 10^5$ Па поступает через дроссель *4* постоянного сечения, ограничивающий его максимальный расход. Затем масло идет на слив через дроссель переменного сечения в виде втулки *1* и проточного золотника *2*, перемещаемого датчиком через шток *3*. Два последовательно соединенных дросселя образуют делитель давления $(p_р - p_{сл})$, выходным сигналом которого является давление $p_{вых}$, поступающее в рабочую полость исполнительного механизма *5*. При смещении золотника вниз уменьшается сечение сливных окон втулки и растет давление $p_{вых}$. Увеличивается давление масла на поршень ИМ площадью $f_п$. Преодолевая действие силовой пружины *6* с жесткостью c и предварительным натяжением z_0, поршень начинает движение при увеличении давления на выходе до давления страгивания, определяемого из выражения $p_0 = \frac{c}{f_п} z_0$.

На заданное давление страгивания ИМ настраивают изменением значения z_0. Минимальное давление $p_{вых}$ выхода рабочей среды должно быть несколько ниже p_0, а устанавливают его подбором проходного сечения дросселя *4* при полностью открытых окнах золотниковой втулки *1*.

Дальнейшее смещение Δe золотника вниз вызывает повышение давления $p_{вых}$, большее p_0 на значение Δp, и пропорциональное перемещение Δs выходного штока *7* ИМ, т. е. усилитель является статическим. Движение золотника в обратном направлении вызывает понижение давления $p_{вых}$ и противоположное движение поршня под действием силовой пружины. Разность сил, действующих на поршень со стороны давления рабочей среды и силовой пружины, определяет значение движущей силы ИМ на выходном штоке.

Исполнительный механизм, в котором движение выходного звена в одну сторону происходит под действием рабочей среды, а в противоположную — под действием силовой пружины, называется ИМ *одностороннего действия*. Недостатком таких механизмов является снижение движущей силы при понижении давления $p_{вых}$ в рабочей полости.

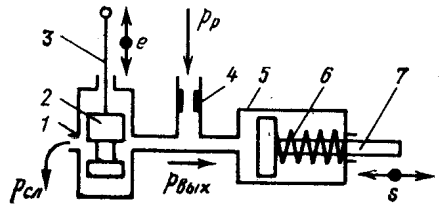


Рис. 17. Схема действия гидравлического усилителя с дросселем переменного сечения

9. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ УСИЛИТЕЛИ

Среди пневматических усилителей широко распространены *распределители типа сопло-заслонка* (рис. 18), работающие по принципу дросселирования. Управляющее устройство усилителя состоит из дросселя *1* постоянного сечения, к которому подводится рабочий воздух с постоянным давлением $p_р$, и дросселя переменного сечения в виде сопла *6* инжекционного типа с заслонкой *5*, движимой измерителем через рычаг *4*. Последовательно соединенные дроссели образуют делитель давления воздуха. Выходное давление $p_{вых}$ в трубопроводе *3* и в полости исполнительного механизма *2* зависит от зазора между заслонкой *5* и соплом *6*, через которое воздух стравливается в атмосферу (с уменьшением зазора давление растет, а с увеличением — уменьшается).

Изменение давления в рабочей полости мембранного ИМ одностороннего действия приводит к пропорциональному перемещению его выходного штока. Усилители с дроссельным УУ являются статическими. В динамике для них характерна максимальная скорость перемещения выходного звена в момент смещения управляющего золотника (заслонки) с последующим уменьшением ее до нуля.

Рассмотренные гидравлические и пневматические усилители просты по конструкции, однако необходима специальная очистка рабочей среды, которая постоянно расходуется как при установившихся, так и при переходных режимах, что требует дополнительных затрат энергии на работу компрессоров и насосов.

Безрасходные дроссельные усилители характеризуются расходом воздуха только в переходных режимах, а при установившихся расход воздуха практически отсутствует.

Пневматический безрасходный компенсационный усилитель (рис. 19, *а*) представляет собой камеру *3*, в которой расположен шток с клапанами. Верхний клапан *2* прижимается пружиной *1* к неподвижному седлу штуцера, к которому подводится сжатый воздух постоянного давления $p_р$. На нижний клапан *7* опирается подвижное седло *6*, закрепленное на эластичной мембране *8*. Полость камеры *3* соединяется трубопроводом *4* с мембранным ИМ *5* одностороннего действия.

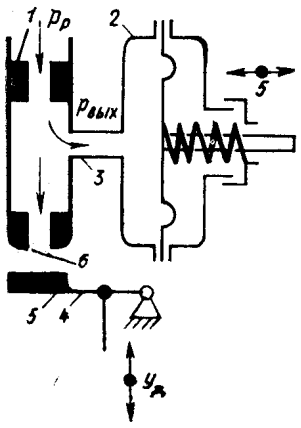
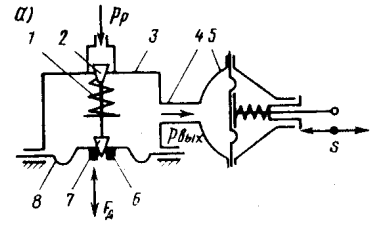


Рис. 18. Схема действия пневматического усилителя с соплом-заслонкой

Работа усилителя основана на принципе компенсации (уравновешивания) усилий. Входным параметром является усилие $F_д$, действующее от датчика на седло мембраны. При установившемся режиме оба клапана закрыты, величина выходного сигнала $p_{вых}$ усилителя пропорциональна силе $F_д$, т. е. усилие, развиваемое датчиком, уравновешивается давлением $p_{вых}$, действующим на активную площадь $f_а$ мембраны: $F_д = p_{вых} f_а$. При увеличении усилия $F_д$ шток вместе с седлом *6* смещается вверх, открывая через клапан *2* доступ рабочему воздуху в камеру. С увеличением давления $p_{вых}$ внутри камеры возрастает усилие, действующее на мембрану *8*, прогибая ее вниз. Когда усилия будут равны, шток займет среднее положение и дальнейший рост давления $p_{вых}$ прекратится. При уменьшении усилия $F_д$ мембрана под действием давления воздуха прогибается вниз, образуя между клапаном *7* и седлом *6* зазор, через который воздух из полости ИМ стравливается в атмосферу. Давление воздуха $p_{вых}$ в камере понижается и разность сил, действующих на мембрану, уменьшается. Под действием силы $F_д$ мембрана прогибается вверх и стравливание воздуха в атмосферу через клапан *7* прекращается.



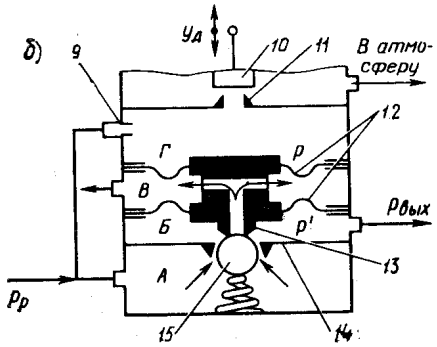


Рис. 19. Схемы действия пневматических безрасходных усилителей

Рассмотренный безрасходный усилитель является статическим, так как наблюдается однозначное соответствие между силой $F_д$, давлением $p_{вых}$ воздуха и положением *s* штока ИМ.

В тех случаях, когда усилители должны обладать высоким быстродействием при большой выходной мощности, применяют двухкаскадные усилители с дроссельным УУ в первом каскаде и компенсационным — во втором.

Пневматический безрасходный двухкаскадный усилитель с дроссельным делителем давления в первом каскаде и шариковым УУ во втором (рис. 19, *б*) широко распространен в пневматических системах регулирования и управления. Входным параметром усилителя является положение $y_д$ заслонки *10* относительно сопла *11*, которое однозначно определяет давление *р* воздуха, поступающего через дроссель *9* в междроссельную камеру *Г*. Управляющее устройство второго каскада состоит из трех раздельных камер *А*, *Б*, *В*. Рабочий воздух под давлением $p_р = 1{,}4 \cdot 10^5$ Па подводится в камеру *А*, которая через шариковый клапан *15* сообщается с камерой *Б*. В камере *Б* формируется выходной сигнал $p_{вых}$, идущий к мембранному ИМ одностороннего действия (на схеме не показан). Камера *В* постоянно сообщена с атмосферой и образована двумя мембранами *12* одинаковой активной площади с общим жестким центром, отделяющим камеру *Б* от камеры *Г*. При уста-

новившемся режиме давление в камерах *Б* и *Г* равно, т. е. $p = p' = p_{вых}$.

Силы, действующие на жесткий центр со стороны первого и второго каскадов усиления, уравновешены и шариковый клапан находится в закрытом состоянии. По сигналу $y_д$ датчика меняется положение заслонки *10*, что приводит к изменению давления в камере *Г* и нарушению равновесия сил жесткого центра, вызывающих его движение. При уменьшении давления в камере *Г* (заслонка *10* сместилась вверх, в результате чего $p < p'$) жесткий центр движется вверх и его штуцер *13* отходит от шарика *15*, который прижат к седлу диафрагмы *14* пружиной. Через отверстие в штуцере и камеру *В* воздух из камеры *Б* и полости ИМ выходит в атмосферу, выравниваются силы, действующие на жесткий центр, и он возвращается в исходное положение. При выравнивании давлений p и p' в камерах *Б* и *Г* наступает равновесие сил и сопло прижимается к шарику, а новому положению заслонки соответствует новое выходное давление $p_{вых} = p' = p$. Смещение заслонки вниз вызывает пропорциональный рост давления в камере *Г*, движение вниз шарика под действием силы жесткого центра и рост давления $p_{вых}$ до нового значения p.

Таким образом, в динамике давление в камере *Б* изменяется до тех пор, пока не сравняется с давлением в камере *Г*, а в статике каждому положению $y_д$ заслонки соответствует вполне определенное значение выходного давления $p_{вых}$.

При установившихся режимах рассмотренный статический усилитель обладает незначительным расходом воздуха в атмосферу вследствие малого сечения дросселя *9* первого каскада и нулевым расходом через шариковый клапан второго каскада, что приводит к значительной экономии воздуха. В динамике обеспечиваются достаточно высокая мощность и быстродействие усилителя вследствие большого проходного сечения шарикового клапана второго каскада.

10. КОМБИНИРОВАННЫЕ УСИЛИТЕЛИ

В электропневматическом усилителе (рис. 20) входным звеном является электродвигатель *М*, вращающий через редуктор резьбовой вал *13*, вдоль которого совершает перемещение *e* муфта *14*. Это перемещение является входным сигналом двухкаскадного пневматического усилителя с поршневым исполнительным механизмом *7* двустороннего действия. Выходным параметром усилителя является перемещение *s* штока *6* ИМ вследствие подачи в цилиндр сжатого воздуха через управляющее устройство компенсационного типа. Воздух давлением $p_п = 7 \cdot 10^5$ Па поступает в кольцевую *А* и цилиндрическую *Г* камеры управляющего устройства. Из камеры *А* через самопрочищающийся дроссель *1* поршня *16* воздух проходит в кольцевую камеру *Б* с давлением p, а затем через зазор между соплом *10* и заслонкой *9* в атмосферу.

С целью снижения нечувствительности усилителя исполнительный механизм и управляющее устройство охвачены отрицательной силовой ЖОС в виде пружины *8*, работающей на растяжение и преобразующей перемещение Δs штока *6* в усилие, действующее на угловой рычаг (заслонку) *9*.

Обратная связь, преобразующая перемещение в усилие, называется *силовой*.

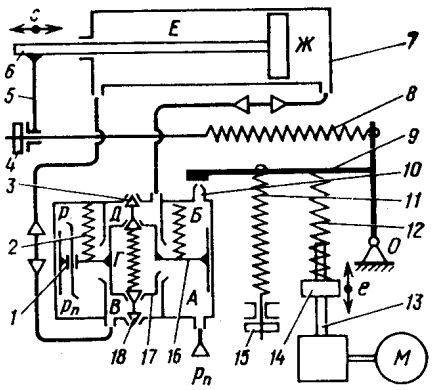


Рис. 20. Схема действия электропневматического усилителя

При установившемся режиме электродвигатель *М* обесточен и резьбовая муфта *14* неподвижна. Момент силы действия сжатой пружины *12* на угловой рычаг *9* уравновешен суммой моментов сил растянутых пружин *11* и *8*. Заслонка рычага удерживается около сопла *10* с определенным зазором (около 0,3 мм), что соответствует давлению p в камере *Б*. Сила от разности давлений $p_п - p$, действующих на поршень *16*, уравновешивается силой сжатых пружин *2*. Поршень находится в среднем положении, а расположенные в его ступице *17* нагруженные распорной пружиной двухседельные клапаны *3* и *18* закрыты. Камеры *Д*, *В* управляющего устройства и камеры *Е*, *Ж* исполнительного механизма заперты, а поршень неподвижен и удерживает выходной шток *6* в определенном положении.

При подаче питания электродвигатель *М* через редуктор вращает резьбовой вал *13*, вызывая перемещение вдоль него муфты *14* и изменение натяжения пружины *12*. Например, при движении муфты вверх возрастает сила действия пружины на рычаг *9*. Нарушается равенство моментов сил, действующих на рычаг, он разворачивается относительно опоры *О* по часовой стрелке и увеличивается зазор между соплом и заслонкой. Давление p в камере *Б* уменьшается и поршень *16* под действием возросшей разности сил движется вверх. Это приводит к открытию двухседельных клапанов *3* и *18*. Через клапан *3* сжатый воздух под давлением $p_п$ из камеры *Г* поступает через камеру *Д* в полость *Ж* цилиндра исполнительного механизма, а через клапан *18* полости *Е*, *В* сообщаются с атмосферой. Разность давления в полостях ИМ создает силу, движущую поршень и выходной шток *6* влево. Через жестко связанный со штоком рычаг *5* растягивается пружина жесткой обратной связи и возрастает сила ее действия на рычаг *9*, возвращающий заслонку в первоначальное положение. С восстановлением прежнего зазора между соплом и заслонкой давление в камере *Б* принимает первоначальное значение, клапаны *3* и *18* закрываются при равенстве давлений в полостях ИМ и движение поршня прекращается. Новому положению *e* муфты *14* будет соответствовать новое положение *s* штока *6*.

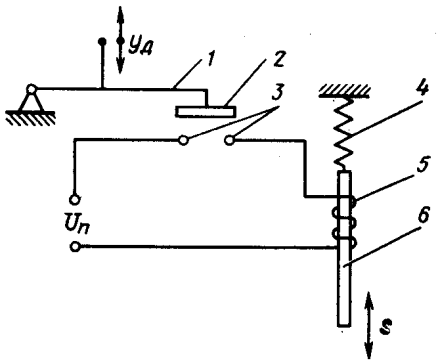


Рис. 21. Схема действия электромеханического усилителя

Усилитель работает аналогично при смещении муфты вниз, вызывая пропорциональное перемещение выходного штока ИМ в противоположном направлении.

Таким образом, введение в усилитель отрицательной ЖОС от ИМ к УУ позволяет обеспечить пропорциональную зависимость между входным e и выходным s параметрами. Соответствие между перемещением муфты e и штока s подбирается путем изменения предварительного натяжения пружин *8* и *11* вращением гаек *4* и *15* соответственно. Так как жесткость пружины *11* значительно больше жесткости пружины *8*, то первой производят грубую, а второй — точную настройку усилителя на нужную статическую характеристику. При правильной настройке усилителя номинальному ходу муфты *14* ($e = 3 \div 4$ мм) должен соответствовать полный ход штока *6* ($s = 150 \div 160$ мм).

Особенностью рассмотренного усилителя с поршневым ИМ двустороннего действия является сохранение максимальной движущей силы в любом промежутке хода поршня.

В электрических и комбинированных автоматических системах регулирования и защиты широко распространены различные виды электрических усилителей мощности.

Электромеханический усилитель (рис. 21) распространен в системах, работающих по принципу включено-выключено, т. е. в релейных системах позиционного действия. По сигналу $y_д$ датчика через рычаг *1* якорь *2* замыкает контакты *3* цепи питания электрического ИМ (соленоида) *5*. Образовавшееся магнитное поле катушки, преодолевая действие пружины *4*, перемещает стальной сердечник *6* и связанный с ним РО. При размыкании контактов магнитное поле исчезает и сердечник пружиной *4* возвращается в первоначальное положение. Такой усилитель двухпозиционного действия является астатическим.

Работа электрических усилителей других типов рассматривается в курсах электротехники и электроники.

11. РЕГУЛИРУЮЩИЕ ОРГАНЫ

Как следует из определения (см. § 1), РО служат для управления подводом либо отводом вещества или энергии ОР в целях изменения значения регулируемого параметра. По роду протекающего вещества или энергии РО делят на пневматические, гидравлические и электрические. По конструктивному исполнению пневматические и гидравлические РО делят на клапанные (одно-и двухседельные), поворотные заслонки и золотниковые.

Односедельные клапаны (рис. 22, *а*) просты по конструкции, однако не уравновешены из-за одностороннего действия протекающей среды, поэтому их используют только при малых перепадах давлений и малых условных проходных сечениях трубопроводов.

Двухседельные клапаны (рис. 22, *б*) сложнее по конструкции, однако свободны от недостатка, присущего оноседельным клапанам, поэтому их широко применяют при больших проходных сечениях и перепадах давлений.

Поворотные заслонки (рис. 22, *в*) удобны при регулировании больших расходов жидких и газообразных сред при малых перепадах давлений.

Трехходовые клапаны (рис. 22, *г*) и *золотниковые* (рис. 22, *д*) применяют для перераспределения потоков жидкостей в системах терморегулирования. Золотниковые РО являются уравновешенными и в закрытом положении обладают незначительными протечками. Однако наличие больших сил трения между золотником и втулкой требует большого перестановочного усилия в случае их заедания; кроме того, свойственный им повышенный износ приводит к увеличению протечек.

Золотниковые РО (см. рис. 22, *е*) широко распространены при регулировании подачи топлива в паровых котлах и ДВС.

В зависимости от характера управления РО должен обеспечивать подачу рабочей среды периодически по принципу открыто-закрыто или непрерывно с плавным регулированием расхода. Входной координатой РО служит перемещение m штока или разворот α_m золотника (заслонки), вследствие чего меняются его проходное сечение f и расход W рабочей среды, являющийся выходной координатой. Расход среды через проходное сечение можно определить по перепаду давлений $\Delta p = p_1 -$

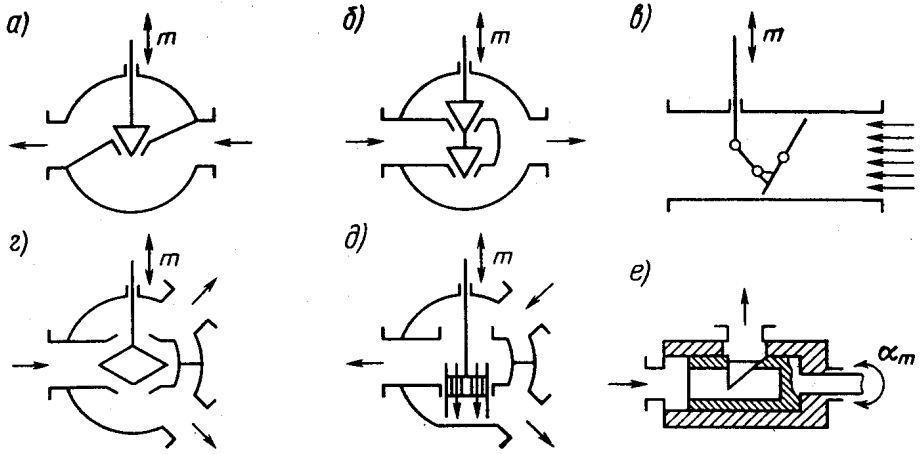


Рис. 22. Схемы действия регилирующих органов

— p_2 на участке сопротивления (клапане, дроссельной шайбе или участке трубопровода), где p_1, p_2 — давление среды до и после участка сопротивления.

$$W = Kf\sqrt{\Delta p}, \qquad (12)$$

где K — коэффициент пропорциональности, зависящий от свойств рабочей среды и сопротивления участка.

Величины, входящие в выражение (12), в условия х эксплуатации могут менять свои значения, вызывая изменение расхода. Например, коэффициент K меняется при изменении шероховатости или формы клапана и седла при их проточке или износе, а также при изменении плотности рабочей среды в зависимости от температуры. Таким образом, одному и тому же проходному сечению РО могут соответствовать различные расходы рабочей среды при постоянном перепаде давлений Δp.

При установившемся режиме зависимость расхода W_0 от входной координаты m_0 описывается расходной характеристикой $W_0 = f(m_0)$. При проектировании расходную характеристику РО с плавным регулированием стремятся получить линейной специальным подбором профилей проточной части. В эксплуатации для сохранения линейности, как следует из выражения (12), необходимо поддерживать на РО постоянный перепад давлений Δp.

Электрическими РО являются контакты электромагнитных реле и пускателей либо полупроводниковые элементы (транзисторы или тринисторы).

12. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ АВТОМАТИКИ

Общие сведения. Объектами и их комплексами можно управлять вручную либо с помощью средств автоматики, обеспечивающих контроль, защиту технических средств судна и управление ими.

Контроль. Работа технических средств судна может быть проконтролирована дистанционно или централизованно автоматически.

Дистанционный контроль осуществляется средствами сбора, преобразования, передачи и отображения на пультах информации о состоянии и параметрах ОУ и о положении РО. Такой контроль характеризуется раздельными (автономными) каналами получения информации от датчиков и ее выдачи на показывающие приборы и световые табло исполнительной сигнализации. Информация о значении параметров может поступать непрерывно либо по вызову оператора.

Централизованный автоматический контроль позволяет освободить оператора от непрерывного наблюдения за параметрами и состоянием ОУ. Функции автоматического контроля возлагаются на машины или системы централизованного контроля, различающиеся методами сбора и обработки первичной информации. В случае отклонения (выбега) контролируемых параметров за допускаемые пределы МЦК (СЦК) обеспечивают срабатывание звуковой и световой АПС или регистрацию параметров, факта их выбега. Для лучшей ориентации обслуживающего персонала средствами сигнализации особо выделяют группу *критических параметров*, выбег которых может привести к аварии ОУ (группы ОУ) или нарушению ходового режима судна.

Защита. Автоматическая защита обеспечивает предотвращение или локализацию аварийной ситуации при управлении объектом путем автоматического выключения, остановки, прекращения функционирования или переключения режимов работы при выходе параметров за установленные пределы или ошибочных действиях обслуживающего персонала. Срабатывание защиты сопровождается АПС, а для введения ОУ в работу требуется обычно ручное вмешательство.

Разновидностью автоматической защиты является *блокирование*, заключающееся в предотвращении выработки управляющего воздействия, когда соответствующие РО не находятся в требуемом состоянии или значения параметров находятся вне установленных пределов. По Правилам Регистра СССР средства защиты имеют автономные датчики.

Местное управление. Оператор воздействует на элементы, не входящие в конструкцию РО и соединенные с ним электрическими, гидравлическими или пневматическими связями. В этом случае каждый РО имеет свою цепь управления от отдельного органа управления.

Дистанционное управление. Оператор воздействует на органы управления (кнопки, переключатели, выключатели, рукоятки, педали), размещаемые, как правило, на пультах управления ЦПУ или ходового мостика судна.

Автоматическое управление. Автоматизированная система управляет объектом (группой объектов) без непосредственного участия оператора. Задачей оператора является включение, выключение АСУ, переключение программ управления, контроль за функционированием системы и введение команд.

Автоматизированные системы управления выполняют различные функции:

стабилизирующая — поддерживает предписанное значение управляемой величины на заданном уровне;

следящая — изменяет управляемую величину по сигналу от произвольного изменения переменной величины на входе АСУ (изменения задания);

программная — изменяет управляемую величину по заранее заданной программе, т. е. по программе изменяется вначале задание, а затем управляемая величина.

Все судовые системы управления делят на локальные, групповые и комплексные.

Локальная система. Система осуществляет управление одним объектом управления технических средств судна. Одним из видов локальной стабилизирующей АСУ является *автоматическая система регулирования*, поддерживающая с определенной точностью заданное значение регулируемого параметра воздействием на один РО.

Автоматические системы регулирования классифицируют по общим признакам, обычно отражаемым в названии систем. В названии АСР, определяемом названием регулятора, указывают его назначение и совокупность основных свойств.

По виду основного регулируемого параметра регулятора различают АСР давления, температуры, частоты вращения, вязкости и т.д. По источнику энергии, движущей выходное звено регулятора, а следовательно, и регулирующий орган, могут быть АСР прямого и непрямого действия.

В системе *прямого действия* воздействие на РО производится за счет энергии, развиваемой датчиком регулятора (см. рис. 2).

В системе *непрямого действия* выходное звено регулятора воздействует на РО за счет вспомогательной энергии, преобразованной в усилителе. В такой АСР (рис. 23) воздействие на ОР производится через РО регулятором непрямого действия, состоящем из датчика и усилителя (см. § 2, 7).

По характеру воздействия на регулирующий орган АСР могут быть *непрерывного* (аналогового) *и позиционного* (дискретного) действия. Системы позиционного действия обычно работают по принципу включено-выключено, производя двухпозиционное воздействие на РО. Однако существуют системы и многопозиционного действия.

По значению статической неравномерности могут быть АСР *статические*, неравномерность которых отличается от нуля, и *астатические*— с нулевым значением неравномерности.

По закону регулирования, определяемому характером изменения во времени выходной величины регулятора от входной, АСР делят на релейные позиционные ($Р_п$-регуляторы), интегральные (И-регуляторы), пропорциональные (П-регуляторы), пропорционально-интегральные (ПИ-регуляторы), пропорциональные пропорционально-интегральные (ППИ-регуляторы), пропорционально-дифференциальные (ПД-регуляторы), пропорционально-интегрально-дифференциальные (ПИД-регуляторы). Сущность указанных законов регулирования будет рассмотрена ниже.

По числу параметров, на которые реагирует регулятор, АСР делят на *одно-и многоимпульсные* (двух- и трехимпульсные). Для получения определенных статических и динамических свойств АСР применяют многоимпульсные регуляторы, которые могут реагировать на изменение не только значения регулируемого параметра, скорости его изменения, но также нагрузки ОР. В этом случае регулятор называется двухимпульсным. Если регулятор реагирует на все три величины, он называется трехимпульсным.

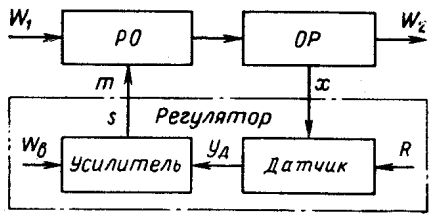


Рис. 23. Структурная схема АСР непрямого действия

Групповая система. В этом случае осуществляется управление группой управляемых объектов технических средств судна, в том числе объектов, имеющих свои локальные системы управления. Групповыми являются системы управления ГЭУ, вспомогательными механизмами, электростанциями, общесудовыми системами и т. д.

Комплексная система. Система осуществляет управление всеми техническими средствами судна, объединяя несколько групповых систем. Комплексная автоматизация позволяет изменить организацию вахтенной службы экипажа и существенно сократить штат обслуживающего персонала, что значительно повышает экономическую эффективность эксплуатации судов. Комплексно автоматизированным судам в соответствии с Правилами Регистра СССР присваивается знак автоматизации: А1 — судам с безвахтенным обслуживанием машинных отделений и ЦПУ на ходу и стоянке (при этом на ходу судна разрешается дежурство одного механика за пределами машинного отделения); А2 — судам, СЭУ которых может обслуживаться одним вахтенным механиком на ходу из ЦПУ и безвахтенно на стоянке.

Полная автоматизация является дальнейшим развитием комплексной и выполняется в объеме, обеспечивающем передачу всех функций управления и контроля средствам автоматики.

13. ПОНЯТИЕ О СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВАХ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Основной задачей АСР является поддержание заданных значений регулируемых параметров ОР в статических и динамических режимах работы с отклонениями, не превышающими норм по правилам технической эксплуатации и Регистра СССР.

Из структурных схем (см. рис. 2, *б* и 23) видно, что АСР — это замкнутая система, состоящая из ряда последовательно соединенных элементов, выходной сигнал каждого из которых является входным сигналом последующего. Так, выходной сигнал ОР (значение регулируемого параметра x) является входным сигналом измерителя и т. д. В конечном счете выходной сигнал РО является входным сигналом ОР, определяя количество рабочего тела, подводимого к объекту в единицу времени. А как следует из условия установившегося режима, при равенстве подвода и отвода объекта регулируемый параметр имеет определенное неизменное значение, т. е. если $W_{01} = W_{02}$, то $x_0 = \text{idem}$, Однако установившихся режимов для каждой системы в диапазоне нагрузок от нулевого значения $W_{01} = W_{02} = 0$ до максимального $W_{01} = W_{02} = W_{0\,max}$ существует бесконечное множество и каждому значению нагрузки может соответствовать свое значение регулируемого параметра x_0 при неизменной настройке регулятора (задании R).

Таким образом, для любой АСР при установившемся режиме входными величинами являются нагрузка W_0 и задание R, а выходным — регулируемый параметр x_0.

Статические свойства АСР описываются статической характеристикой, показывающей зависимость установившихся значений регулируемого параметра от нагрузки при неизменной настройке регулятора.

Статические характеристики АСР строят расчетным путем по уравнениям статики, а в условиях эксплуатации — по значениям параметров, определяемых с помощью КИП. Различные АСР поддерживают заданные значения регулируемых параметров в зависимости от нагрузки с различной статической точностью. Неточность поддержания установившихся значений регулируемых параметров оценивается статической нечувствительностью и неравномерностью АСР.

Для примера по опытным данным построим статическую характеристику АСР уровня воды в барабане котла (см. рис. 2). Регулируемым параметром АСР является уровень h воды, а нагрузкой — расход пара $D_{\text{п}}$. Не меняя настройки регулятора, определим установившиеся значения уровня при различных нагрузках. Нагрузку будем изменять плавно от нулевого значения до номинального и обратно, фиксируя уровень через каждые 25 % от номинального значения.

При нулевой нагрузке ($D_{0\text{п}} = D_{0\text{п, в}} = 0$) клапаны l и m закрыты, а в барабане устанавливается уровень, значение которого на графике (рис. 24, *а*) соответствует ординате точки *1*. Приоткрытие клапана l, вызывающее увеличение на 25 % нагрузки D_0, приводит к нарушению равновесия и снижению уровня. Поплавковый регулятор увеличивает открытие клапана m до тех пор, пока не наступит массовое равенство между новым расходом пара и питательной воды при установившемся уровне. Эти новые значения параметров определят координаты точки *2*. С дальнейшим увеличением нагрузки до номинального значения $D_{0\text{н}}$ по аналогии определяют координаты точек *3*, *4* и *5*.

При уменьшении нагрузки движение клапана m в обратном направлении начинается после того, как будут выбраны зазоры в звеньях системы и преодолены силы сухого трения штока клапана в сальнике. Эти силы преодолеваются выталкивающей силой поплавка *2* (см. рис. 2, *а*) при повышении уровня до значения, определяющего ординату точки *6*. С дальнейшим уменьшением нагрузки определяют координаты точек *7—10*.

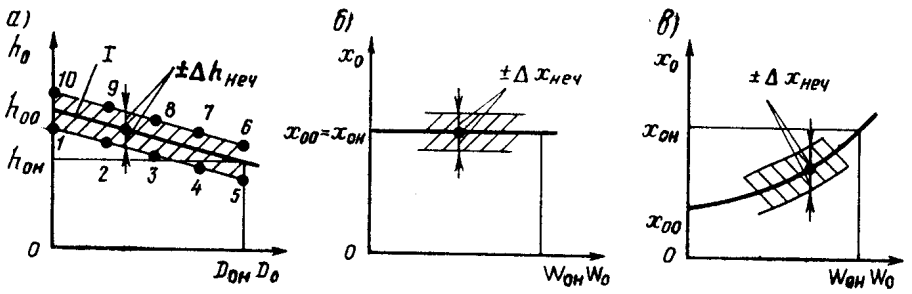


Рис. 24. Статические характеристики АСР

Соединив полученные точки, построим статическую характеристику АСР в виде зоны нечувствительности. Нечувствительность $\pm\Delta h_{неч}$ определяется половиной ширины зоны, взятой по оси регулируемого параметра.

Нечувствительность АСР — это изменение регулируемого параметра $\pm\Delta x_{неч}$, на которое система не реагирует из-за зазоров и сил сухого трения в ее звеньях.

Для идеальной АСР, в звеньях которой отсутствуют силы сухого трения и зазоры, статическая характеристика примет вид линии *1*, проходящей в середине зоны нечувствительности. Тогда, как следует из графика (см. рис. 24, *а*), идеальная АСР будет поддерживать заданный уровень h_{00} при нулевой нагрузке, а при номинальной уровень снизится до $h_{0н}$. Разность этих уровней определяет статическую неравномерность АСР, т. е. $\Delta h_{нер} = h_{00} - h_{0н}$. Чем больше неравномерность, тем больше наклон статической характеристики.

В дальнейшем под *неравномерностью* АСР будем понимать разность установившихся значений регулируемого параметра, взятых при нулевой и номинальной нагрузках при условии неизменной настройки регулятора. В зависимости от свойств регулятора и места установки регулирующего органа на объекте регулирования неравномерность АСР может быть различной по значению и знаку.

На рис. 24, *а — в* представлены статические характеристики АСР, для первой из которых неравномерность положительная, для второй — нулевая, а для третьей — отрицательная, т. е. $\Delta h_{нер1} = (h_{00} - h_{0н}) > 0$; $\Delta x_{нер\,2} = (x_{00} - x_{0н}) = 0$; $\Delta x_{нер\,3} = (x_{00} - x_{н}) < 0$. Неравномерность измеряется в тех же единицах, что и регулируемый параметр. Если она равна нулю, система считается *астатической*, а если отличается от нуля — *статической*.

Статическая характеристика АСР может быть прямолинейной (см. рис. 24, *а*, *б*) либо иметь кривизну (см. рис. 24, *в*). Вид характеристики зависит от свойств самого регулятора, характеристик РО и ОР.

Для относительной оценки нечувствительности и неравномерности АСР существуют понятия *степени нечувствительности* ε *и степени неравномерности* δ:

$$\varepsilon = \frac{2\Delta x_{неч}}{x_{н}} 100;$$

$$\delta = \frac{\Delta x_{нер}}{x_{н}} 100,$$

где $x_{н}$ — номинальное значение регулируемого параметра, соответствующее паспортному значению при номинальной нагрузке ОР.

Устойчивость характеризует *динамические свойства АСР*, являющиеся основными при изучении теории и эксплуатации средств автоматического регулирования.

Как указывалось в § 1, переходный режим наступает под действием единичного ступенчатого возмущения ($W_1 - W_2$) и характеризуется

изменением регулируемого параметра x по времени. Эта зависимость выражается графиком переходного процесса, который может быть построен аналитически по корням уравнений динамики, а в эксплуатации — по опытным данным, полученным с помощью измерительной аппаратуры.

Предположим, что некоторым АСР, работа которых на установившемся режиме характеризовалась значением регулируемого параметра x_1 (рис. 25), в момент времени t_1 нанесено ступенчатое возмущение $(W_1 - W_2)$. Это привело к изменению регулируемых параметров во времени, что отражается графиками *1*, *2* и *3*.

Качество переходного процесса каждой системы оценивается динамическими показателями, обуславливающими надежную, экономичную и длительную эксплуатацию ОР: временем переходного процесса, динамическим забросом параметра (перерегулированием) и характером переходного процесса.

Время переходного процесса $T_{п.п}$ — это время с момента t_1 вывода системы из состояния равновесия под действием единичного ступенчатого возмущения до момента t_2 прихода ее к новому установившемуся режиму.

При установившемся режиме значения регулируемого параметра x могут изменяться в пределах допускаемой *нестабильности* — размахе малых мгновенных колебаний регулируемого параметра при неизменной нагрузке ОР. Так, при установившемся режиме ДВС средняя частота вращения вала может быть постоянной, а ее мгновенные значения непрерывно меняться. Объясняется это периодическим протеканием рабочего процесса в цилиндрах двигателя и его динамической неуравновешенностью.

Допускаемая нестабильность зависит от класса точности АСР и режимов работы объекта. Тогда для первой системы в учетом нестабильности время переходного процесса $T_{п.п1} = t_2 - t_1$.

Динамический заброс параметра $\Delta x_{дин}$ — это максимальное отклонение регулируемого параметра от первоначального установившегося значения в переходном процессе, выраженное в тех же единицах, что и регулируемый параметр. Для первой системы $\Delta x_{дин} = x_2 - x_1 = A_1$. Динамический заброс и нестабильность могут быть выражены в относительных единицах по аналогии с неравномерностью и нечувствительностью.

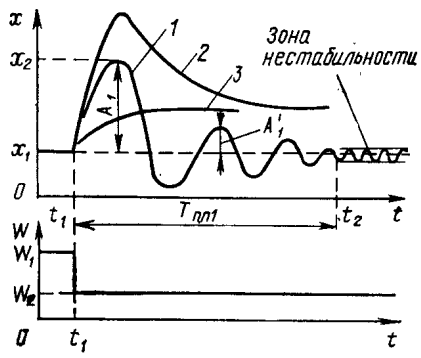


Рис. 25. Графики переходных процессов АСР

Характер переходного процесса определяется видом самой характеристики (см. рис. 25): *1* (*колебательный периодический*) — параметр отклоняется в обе стороны от заданного значения; *2* (*колебательный апериодический*) — параметр отклоняется в одну сторону от заданного значения с одной или несколькими амплитудами; *3* (*монотонный апериодический*) — параметр изменяется с переменной скоростью и приходит к новому значению без заброса.

Колебательность переходного процесса количественно характеризуется *степенью затухания* ψ, определяемой отношением разности между первым A и вторым A' максимумами к A: $\psi = \frac{A - A'}{A}$.

В зависимости от настройки регуляторов степень затухания переходного процесса может принимать значения $0 \leqslant \psi \leqslant 1$ для устойчивых систем и $\psi < 0$ для неустойчивых. Степень затухания $\psi = 0$ при незатухающем переходном процессе с постоянной амплитудой колебаний $A = A' = \ldots = A^n$, когда система находится на границе устойчивости, и $\psi = 1$ при апериодическом переходном процессе.

Переходный процесс АСР должен быть затухающим, т. е. $0 < \psi \leqslant 1$. В противном случае система является неустойчивой и к эксплуатации не пригодна. Причинами неустойчивости могут быть неправильная настройка регулятора, чрезмерные зазоры и силы сухого трения в звеньях, неисправности отдельных элементов и т. д.

В целом качество переходного процесса АСР определяется совокупностью динамических свойств всех ее звеньев. Знание свойств звеньев системы и умение анализировать их работу дает возможность правильной эксплуатации АСР. Большое влияние на динамические свойства АСР оказывает объект регулирования.

14. СВОЙСТВА ОБЪЕКТОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Судовой энергетический комплекс состоит из разнообразных машин и механизмов, причем каждый из них может являться ОР. Один и тот же ОР может иметь несколько регулируемых параметров, независимых или связанных (взаимно влияющих друг на друга). Обычно ОР рассматривают с точки зрения одного заданного регулируемого параметра и учитывают при этом влияние на него остальных (если такое имеется). Так, паровой котел можно рассматривать как ОР давления пара либо уровня воды в барабане, а дизель — с точки зрения регулирования частоты вращения или температуры охлаждающей воды.

Характер протекания рабочих процессов зависит от свойств самого ОР и характера возмущений. Свойства ОР в этом параграфе рассматриваются при условии, что объект управляется вручную, а возмущение наносится ступенчато в виде единичного скачка.

Знание свойств ОР позволяет правильно выбрать тип регулятора и осуществлять его настройку. Поэтому обслуживающему персоналу прежде всего необходимо изучить свойства ОР и характер влияния их на качество процесса регулирования. При изучении можно использовать теоретические, расчетные либо экспериментальные данные (полученные при исследовании работы реального объекта или его модели).

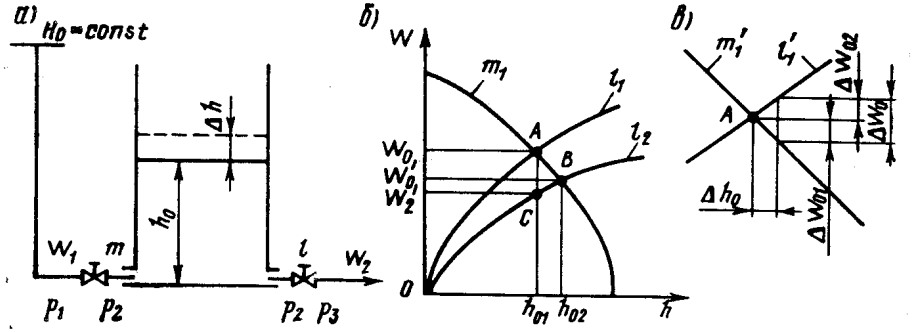


Рис. 26. Графики устойчивого объекта регулирования

Физическая сущность протекания процессов определяется из анализа уравнений динамики, отражающих аналитическую зависимость между количественными и качественными параметрами рабочего процесса ОР во время переходного режима. При составлении таких уравнений в основу положены законы сохранения энергии (материи) с учетом физических особенностей рабочих процессов, протекающих в объекте. Для пояснения составим уравнение динамики простейшего объекта — бака с уровнем жидкости (рис. 26, *а*), которая подводится с постоянным напором H_0 через клапан m и отводится через клапан l.

Задача регулирования сводится к удержанию уровня жидкости в баке вблизи значения h_0 путем изменения притока W_1 при изменении расхода W_2.

При некотором открытии клапанов наблюдается установившийся режим:

$$W_{01} - W_{02} = 0 \text{ при } h_0 = \text{idem}. \tag{13}$$

Например, частичное прикрытие клапана l приведет к уменьшению расхода W_2. Под действием разности притока и расхода $(W_1 - W_2)$ за некоторый промежуток времени Δt уровень в баке возрастет на значение Δh. Тогда приращение количества жидкости в баке определится как $(W_1 - W_2)\,\Delta t$. Это же приращение можно выразить через изменение уровня Δh:

$$\Delta h f \rho = (W_1 - W_2)\,\Delta t,$$

где f — площадь свободной поверхности жидкости;
ρ — плотность жидкости;
W_1, W_2 — текущие значения массового секундного притока и расхода.

Разделив полученное равенство на Δt и вычтя из него почленно уравнение статики (13), получим уравнение динамики для бака с уровнем жидкости, выраженное в приращениях:

$$f\rho \frac{\Delta h}{\Delta t} = \Delta W_1 - \Delta W_2, \tag{14}$$

где $\Delta W_1 = W_1 - W_{01}$; $\Delta W_2 = W_2 - W_{02}$ — изменение соответственно секундного массового притока и расхода жидкости.

Правая часть уравнения $(\Delta W_1 - \Delta W_2)$ численно характеризует возмущение, которое в условиях эксплуатации объекта может изменяться произвольно в широких пределах. В левой части уравнения — произведение аккумулирующего коэффициента $(f\rho)$ на скорость изменения уровня жидкости в баке $(\Delta h/\Delta t)$.

Аккумулирующий коэффициент характеризует способность объекта накапливать энергию или материю и для рассмотренного случая показывает массу жидкости, приходящуюся на единицу уровня. В зависимости от типа объекта коэффициент может быть постоянным либо меняться при изменении регулируемого параметра. Так, для вертикальной цилиндрической емкости с жидкостью аккумулирующий коэффициент имеет постоянное значение, а для горизонтальной цилиндрической либо конической — переменное. Объясняется это изменением площади поперечного сечения по высоте емкости. Рассмотренный ОР является простым *одноемкостным*, так как аккумулирует энергию только в одном объеме (емкости).

Как следует из уравнения (14), скорость изменения уровня жидкости в баке будет тем больше, чем больше возмущение и меньше аккумулирующая способность. А чем больше скорость изменения регулируемого параметра, тем бо́льшим быстродействием должен обладать регулятор, установленный на данный объект. Этот вывод справедлив для любого объекта, так как уравнения для различных ОР имеют одинаковые структуру и сущность. Так, для двигателей, имеющих вращающиеся массы (ДВС, турбины и паровые машины), уравнение динамики с точки зрения регулирования частоты вращения вала имеет вид

$$I_{\text{пр}} \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \Delta M_{\text{д}} - \Delta M_{\text{с}}, \tag{15}$$

где $I_{\text{пр}}$ — приведенный к валу двигателя момент инерции движущихся масс, характеризующий инерционные свойства двигателя;
$\frac{\Delta\omega}{\Delta t}$ — изменение угловой скорости вала двигателя, т. е. ускорение;
$\Delta M_{\text{д}} - \Delta M_{\text{с}}$ — разность приращений крутящего момента двигателя и сопротивления.

Уравнение динамики для емкости с газом с точки зрения регулирования давления при условии, что температура газа остается постоянной при небольших отклонениях давлений, имеет вид

$$\frac{V}{R(273 + \vartheta_0)} \frac{\Delta p}{\Delta t} = \Delta W_1 - \Delta W_2,$$

где V — объем емкости (величина постоянная);
R — газовая постоянная;
ϑ_0 — температура газа;
$\frac{\Delta p}{\Delta t}$ — скорость изменения давления газа в емкости;
$\Delta W_1 - \Delta W_2$ — разность приращений притока и расхода газа.

Для объектов, аккумулирующих теплоту, с точки зрения регулирования температуры уравнение динамики примет вид

$$m_0 c_0 \frac{273+\Delta\vartheta}{\Delta t} = \Delta Q_1 - \Delta Q_2,$$

где m_0 — приведенная масса вещества ОР;

c_0 — приведенная теплоемкость вещества ОР;

$\frac{273+\Delta\vartheta}{\Delta t}$ — скорость изменения температуры;

$\Delta Q_1 - \Delta Q_2$ — разность приращений подводимой и отводимой теплоты в единицу времени.

Из приведенных уравнений динамики видно, что первый член левой части характеризует аккумулирующую способность ОР, которая у разных объектов может быть различной.

Один и тот же ОР может обладать различным числом аккумулирующих емкостей с различной аккумулирующей способностью. Например, топливная магистраль с паровым топливоподогревателем с точки зрения регулирования давления топлива является простым одноемкостным ОР с малой инерцией. При нанесении возмущения (например, изменении расхода топлива) давление одновременно изменяется во всех точках системы, так как топливо практически несжимаемо. При малом гидравлическом сопротивлении давление в различных точках системы на установившихся режимах одинаковое.

Объект, в котором регулируемый параметр имеет одинаковое значение в различных точках емкости, называется *объектом с сосредоточенным параметром*.

Эта же система с точки зрения регулирования температуры подогрева топлива является сложным многоемкостным объектом с последовательным включением трех тепловых емкостей, обладающих тепловой инерцией. Инерционность может быть значительной, так как процесс теплообмена протекает довольно медленно с последовательной передачей теплоты от греющего пара к стенкам труб топливоподогревателя, а затем к топливу. В этом случае температура топлива даже при установившемся режиме имеет различные значения в различных точках емкости, возрастая по ходу движения топлива в теплообменнике. Объект, в котором регулируемые параметры на установившихся режимах имеют различные значения по длине емкости, называется *объектом с распределенным параметром*.

Характер изменения регулируемого параметра объекта регулирования после нанесения возмущения может быть различным в зависимости от числа емкостей, входящих в него, порядка их включения и саморегулирования.

Саморегулирование (самовыравнивание) — это способность объекта самостоятельно приходить к установившемуся режиму после вывода его из состояния равновесия.

Саморегулирование характеризует устойчивость ОР, а его значение и знак определяются взаимным расположением статических характеристик подвода и отвода, под которыми понимают статическую зависимость значений притока и расхода энергии (вещества) ОР от значений регулируемого параметра при неизменном состоянии РО и внешних условий.

Так, для бака с уровнем h жидкости (см. рис. 26, *а*), как следует из уравнения (12), приток W_1 и расход W_2 при определенном открытии клапанов m, l зависит от перепада давлений на них $\Delta p_m = p_1 - p_2$; $\Delta p_l = p_2 - p_3$. Давление p_2 жидкости у клапанов со стороны бака можно выразить через высоту уровня:

$$p_2 = h\rho g,$$

где ρ — плотность жидкости.

Тогда приток и расход жидкости

$$W_1 = f_m K_m \sqrt{p_1 - h\rho g}; \tag{16}$$

$$W_2 = f_l K_l \sqrt{h\rho g - p_3}, \tag{17}$$

где f_m, f_l — проходные сечения клапанов m и l;

K_m, K_l — коэффициенты пропорциональности клапанов m и l;

p_1, p_3 — давления среды перед клапаном m и за клапаном l.

Эта зависимости нелинейны и графически выражаются линиями (рис. 26, *б*), положение каждой из которых соответствует определенному проходному сечению клапанов. Если клапаны открыты на некоторое фиксированное значение, то установившийся режим графически определится точкой A пересечения характеристик подвода m_1 и отвода l_1, т. е. $W_0 = W_{01} = W_{02}$ при $h_{01} = \text{idem}$.

Например, частичное прикрытие клапана l приводит к смещению характеристики отвода в положение l_2. Тогда в начальный момент при прежнем уровне h_{01} расход уменьшается до значения W'_2, а приток остается прежним W_0. Под действием разности $(W_0 - W'_2)$ уровень воды в баке начинает расти. Однако чем выше уровень, тем меньше становится разница между притоком и расходом. И, наконец, в точке B пересечения характеристики m_1 притока с характеристикой l_2 отвода наступает установившийся режим: $W'_0 = W'_{01} = W'_{02}$ при $h_{02} = \text{idem}$.

Таким образом, объект после нанесения возмущения самостоятельно пришел к новому установившемуся режиму при новых значениях параметров. Причем по мере изменения уровня первоначальное возмущение $(W_{01} - W'_2)$ уменьшалось, стремясь к нулю. А из уравнения динамики объекта (14) следует, что если возмущение стремится к нулю, то и скорость изменения уровня $\Delta h/\Delta t$ также будет стремиться к нулю.

В том случае, если после вывода ОР из равновесного состояния скорость изменения регулируемого параметра стремится к нулю, а сам параметр — к конечному значению, принято считать такое *саморегулирование положительным*, а *объект устойчивым*.

Изменение регулируемого параметра во времени под действием ступенчатого возмущения при неизменном положении РО графически описывается разгонной характеристикой ОР.

Разгон устойчивого одноемкостного объекта осуществляется по экспоненте *1* (рис. 27, *а*). При этом сразу после нанесения возмущения регулируемый параметр x изменяется с максимальной скоростью, которая к концу переходного процесса t_1 стремится к нулю.

Если в рассмотренном объекте приток W_1 и расход W_2 зависят от уровня h жидкости в баке, то, например, в паровом котле с установившимся давлением пара $p_к$ уровень h воды в барабане (см. рис. 1) не влияет на приток питательной воды $D_{п.в}$ и расход пара $D_п$. Объясняется это тем, что напор, создаваемый питательным насосом, превышает напор от давления пара $p_к$ и во много раз превышает напор от изменения уровня воды Δh в пароводяном барабане. Тогда приток воды $D_{п.в}$ (рис. 28, *а*) зависит только от открытия питательного клапана, что соответствует характеристике притока m_1. Аналогичное расположение имеет характеристика l_1 расхода пара $D_п$ из котла. В этом случае характеристики подвода и отвода расположены параллельно и значение нанесенного возмущения остается постоянным при любом уровне h. Тогда, как следует из уравнения динамики (14), уровень будет изменяться с постоянной скоростью.

В том случае, если после вывода ОР из равновесного состояния регулируемый параметр изменяется с постоянной скоростью, принято считать *саморегулирование нулевым*, а *объект нейтральным*. Статические характеристики подвода и отвода энергии таких объектов располагаются параллельно, а регулируемый параметр может принимать любые установившиеся значения при условии совмещения характеристик.

Разгонная характеристика одноемкостного нейтрального объекта представляет собой прямую линию *2* (см. рис. 27, *а*), наклон которой зависит от скорости изменения регулируемого параметра. В действительности у парового котла из-за явления «набухания уровня» раз-

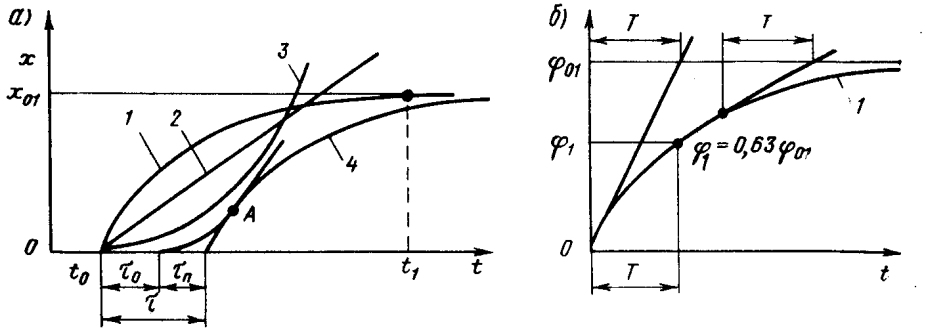


Рис. 27. Разгонные характеристики объектов регулирования

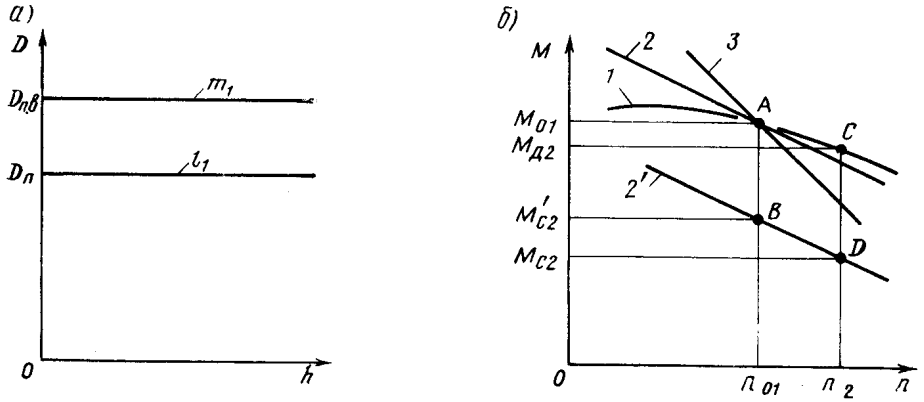


Рис. 28. Статические характеристики объектов регулирования

гонная характеристика имеет несколько иной вид (будет рассмотрена далее).

Иными свойствами обладает ДГ переменного тока, в электрической цепи которого установлен быстродействующий регулятор напряжения. Характеристикой подвода энергии является характеристика *1* дизеля (рис. 28, *б*) при фиксированном положении органов управления топливоподачи. Вид и положение этой характеристики определяются свойствами самого дизеля, организацией его рабочего процесса, системой наддува, свойствами и настройкой топливной аппаратуры. Характеристикой отвода энергии дизеля является генераторная характеристика *2*, положение и вид которой определяются свойствами генератора, системы его возбуждения и нагрузкой. Установившийся режим графически определяется параметрами точки A пересечения этих характеристик:

$$M_{01} = M_{д01} = M_{с01} \text{ при } n_{01} = \text{idem},$$

где M_{01}, n_{01} — крутящий момент и частота вращения вала ДГ при установившемся режиме;
$M_{д01}$ — крутящий момент, развиваемый двигателем;
$M_{с01}$ — крутящий момент, необходимый для вращения вала генератора (момент сопротивления).

Например, при отключении части потребителей энергии нагрузка уменьшается до значения $M'_{с2}$ и генераторная характеристика смещается в положение *2'*. Под действием разности моментов $(M_{01} - M'_{с2})$ возрастает частота вращения n вала ДГ; чем выше ее значение, тем больше становится возмущение. Так, при частоте вращения n_2 разность моментов достигает значения $M_{д2} - M_{с2}$, причем $(M_{д2} - M_{с2}) > (M_{01} - M'_{с2})$. Это приводит к дальнейшему росту частоты вращения и разности моментов, а как следует из уравнения (15) динамики объекта, угловая скорость вала возрастает с ускорением $\Delta\omega/\Delta t$.

В том случае, если после вывода ОР из равновесия регулируемый параметр изменяется с нарастающей скоростью, принято считать *саморегулирование отрицательным*, а объект *неустойчивым*.

Разгонная характеристика *3* (см. рис. 27, *а*) неустойчивого одноемкостного ОР показывает, что регулируемый параметр x изменяется с нарастающей скоростью и при отсутствии регулятора может достичь недопустимых значений.

Если в рассмотренном примере приводным двигателем генератора является паровая турбина (характеристика *3* подвода располагается круче характеристики *2* отвода), то ОР будет устойчивым (см. рис. 28, *б*).

Чем больше устойчивость ОР, тем более устойчива будет вся АСР. Количественная оценка устойчивости ОР определяется *фактором устойчивости* $F_у$ либо коэффициентом саморегулирования z. Выяснить физическую сущность этих величин можно, например, преобразовав правую часть уравнения (15) с учетом факторов, влияющих на значения ΔW_1 и ΔW_2 (рис. 26, *в*). Для бака с уровнем жидкости при условии постоянных значений p_1, p_3, K_m и K_l из уравнений (16) и (17) следует, что изменение притока ΔW_1 и расхода ΔW_2 зависит от изменения открытия клапанов m и l и уровня h воды в баке:

$$\Delta W_1 = f_1(\Delta m;\ \Delta h);\quad \Delta W_2 = f_2(\Delta l;\ \Delta h).$$

Тогда при условии достаточно малых статических приращений уровня Δh_0 и открытий клапанов Δm_0, Δl_0 изменение притока можно выразить зависимостями

$$\Delta W_1 = \frac{\Delta W_{01}}{\Delta m_0}\Delta m + \frac{\Delta W_{01}}{\Delta h_0}\Delta h; \tag{18}$$

$$\Delta W_2 = \frac{\Delta W_{02}}{\Delta l_0}\Delta l + \frac{\Delta W_{02}}{\Delta h_0}\Delta h, \tag{19}$$

где $\left.\frac{\Delta W_{01}}{\Delta m_0};\ \frac{\Delta W_{02}}{\Delta l_0}\right\}$ — установившиеся приращения подвода и отвода, приходящиеся на единицу изменения открытия клапанов соответственно m и l;

Δm, Δl — перемещения штоков клапанов;

$\left.\frac{\Delta W_{01}}{\Delta h_0};\ \frac{\Delta W_{02}}{\Delta h_0}\right\}$ — установившиеся приращения подвода и отвода, приходящиеся на единицу изменения уровня.

Полученные зависимости линейны, поэтому действительные характеристики клапанов m и l (см. рис. 26, *б*) заменим отрезками касательных, проведенных к ним в точке A (см. рис. 26, *в*). Такая замена нелинейных функций линейными называется *линеаризацией* и приемлема при малых отклонениях параметров в исследуемой зоне, что позволяет упростить решение дифференциальных уравнений. Этот метод тем точнее описывает процесс, чем меньше кривизна характеристик. После подстановки выражений (18) и (19) в уравнение (14), группировки членов и перехода к бесконечно малым приращениям получим:

$$f\rho\frac{d(\Delta h)}{dt} = \frac{\Delta W_{01}}{\Delta m_0}\Delta m - \frac{\Delta W_{02}}{\Delta l_0}\Delta l + \left(\frac{\Delta W_{01}}{\Delta h_0} - \frac{\Delta W_{02}}{\Delta h_0}\right)\Delta h$$

или, перенеся в левую часть уравнения члены, включающие отклонения регулируемого параметра,

$$f\rho\frac{d(\Delta h)}{dt} + F_у\Delta h = \frac{\Delta W_{01}}{\Delta m_0}\Delta m - \frac{\Delta W_{02}}{\Delta l_0}\Delta l, \tag{20}$$

где $F_у = \frac{\Delta W_{02}}{\Delta h_0} - \frac{\Delta W_{01}}{\Delta h_0} = \frac{\Delta W_0}{\Delta h_0}$ — фактор устойчивости ОР.

Фактор устойчивости характеризуется знаком и установившимся значением разности отвода и подвода ОР, отнесенным к единице приращения регулируемого параметра. В рассмотренном примере ΔW_0 — это разность изменения величин отвода ΔW_{02} и подвода ΔW_{01} от повышения уровня Δh_0, а направлена она в сторону снижения уровня и восстановления нарушенного равновесия, т. е. $F_у$ имеет положительное значение. Следовательно, при $F_у > 0$ объект устойчив, $F_у < 0$ — объект неустойчив, $F_у = 0$ — объект нейтрален.

Уравнение динамики ОР (20), выраженное в приращениях, можно привести к безразмерному виду. Для этого произведем следующие действия:

обе части уравнения разделим на номинальное значение нагрузки $W_н$; левую часть умножим и разделим на номинальное значение уровня $h_н$;

первое слагаемое правой части уравнения умножим и разделим на номинальное открытие клапана $m_н$;

второе слагаемое правой части уравнения умножим и разделим на номинальное значение открытия клапана $l_н$.

В результате получим:

$$f\rho\frac{h_н}{W_н}\frac{1}{h_н}\frac{d(\Delta h)}{dt} + F_у\frac{h_н}{W_н}\frac{\Delta h}{h_н} = \frac{\Delta W_{01}}{\Delta m_0}\frac{m_н}{W_н}\frac{\Delta m}{m_н} - \frac{\Delta W_{02}}{\Delta l_0}\frac{l_н}{W_н}\frac{\Delta l}{l_н}$$

или

$$T_а\frac{d\varphi}{dt} + z\varphi = k_1\mu - k_2\lambda, \tag{21}$$

где $T_а = f\rho\frac{h_н}{W_н}$ — время объекта, являющееся мерой измерения накопленной энергии (инерции) на установившемся режиме работы при номинальной нагрузке;

$\frac{d\varphi}{dt}$ — скорость относительного изменения уровня;

$z = F_y \frac{h_н}{W_н}$ — коэффициент саморегулирования, характеризующий устойчивость объекта ОР;

$\varphi = \frac{\Delta h}{h_н}$ — относительное изменение уровня;

$k_1 = \frac{\Delta W_{01}}{\Delta m_0} \frac{m_н}{W_н}$; $k_2 = \frac{\Delta W_{02}}{\Delta l_0} \frac{l_н}{W_н}$ — относительные коэффициенты пропорциональности соответственно регулирующего и нагрузочного воздействий на ОР по сторонам подвода и отвода;

$\mu = \frac{\Delta m}{m_н}$; $\lambda = \frac{\Delta l}{l_н}$ — относительные перемещения штоков клапанов на подводе и отводе ОР.

Уравнение динамики любого одноемкостного объекта может быть приведено к общему виду (21). В правой части уравнения — возмущение, выраженное в относительных (безразмерных) единицах подвода и отвода. Для ОР, в которых отсутствует процесс преобразования энергии, коэффициенты k_1 и k_2 характеризуют пропорциональность расходных статических характеристик подвода и отвода. Так, в рассмотренном примере k_1 и k_2 характеризуют расходные характеристики клапанов соответственно m и l. Левая часть уравнения соответствует возмущению ОР, выраженному через относительное изменение регулируемого параметра.

Из уравнения следует, что при нанесении ступенчатого возмущения изменяется регулируемый параметр, а характер этого изменения определяется знаком коэффициента саморегулирования z, однозначно определяемым знаком фактора устойчивости F_y. Чем больше наносимое возмущение и меньше время T_a объекта, тем выше скорость изменения регулируемого параметра в момент нанесения возмущения.

Время объекта— это время, в течение которого энергия, накопленная объектом, может быть полностью использована (с номинальным расходом) при условии изменения регулируемого параметра от номинального значения до нулевого с постоянной скоростью. Мерой инерционности устойчивых одноемкостных объектов ($z > 0$) является также постоянная времени разгона T объекта, значение которой определяется не только инерционностью объекта, но и саморегулированием: $T = \frac{T_a}{z}$.

Для одного и того же ОР значения коэффициента саморегулирования z могут быть различны в зависимости от взаимного расположения характеристик подвода и отвода в исследуемой зоне, а следовательно, различные значения будет принимать постоянная времени разгона T объекта. При наличии разгонной характеристики T объекта (см. рис. 27, *б*) может быть определено графически. Для этого к разгонной характеристике *1* в любой точке проводят касательную до пересечения с линией установившегося значения параметра φ_{01}. Тогда проекция отрезка касательной, заключенного между этими точками, на ось времени в масштабе определит постоянную времени разгона T объекта.

Таким образом, эта величина является временем экспоненты разгона объекта. Значение T можно также определить из уравнения (21) как время, в течение которого регулируемый параметр достигает значения $\varphi_1 = 0{,}63\ \varphi_{01}$ с момента нанесения скачкообразного возмущения любого значения со стороны подвода либо отвода энергии объекта.

Уравнение динамики одноемкостного устойчивого объекта может быть представлено в иной форме, если все члены уравнения (21) разделить на коэффициент саморегулирования z:

$$T \frac{d\varphi}{dt} + \varphi = k_\mu \mu - k_\lambda \lambda, \qquad (22)$$

где $T = \frac{T_a}{z}$ — постоянная времени разгона объекта;

$k_\mu = \frac{k_1}{z}$; $k_\lambda = \frac{k_2}{z}$ — относительные коэффициенты усиления объекта по сторонам подвода и отвода.

Коэффициенты усиления k_μ и k_λ характеризуются статическими свойствами объекта в точках исходных установившихся режимов и могут быть определены практически из уравнения (22) при условии $d\varphi/dt = 0$.

Для определения k_μ необходимо, не меняя нагрузки ($\lambda = 0$), изменить подвод энергии объекта, измерив значение μ_0, и определить соответствующее изменение регулируемого параметра φ_0. Тогда $k_\mu = \frac{\varphi_0}{\mu_0}$.

Значение k_λ определяют аналогично при $\mu = 0$ из соотношения $k_\lambda = \frac{\varphi_0}{\lambda_0}$.

Большинство ОР с распределенными параметрами являются *сложными многоемкостными*, в которых энергия (материя) распределена по нескольким аккумулирующим емкостям. Если аккумулирующие емкости располагаются последовательно, то наблюдается некоторая задержка изменения регулируемого параметра x по времени с момента t_0 нанесения возмущения (характеристика *4* на рис. 27, *а*). Отрезок времени τ_0 с момента нанесения ступенчатого возмущения до начала изменения регулируемого параметра называется *чистым*, передаточным или транспортным *запаздыванием* объекта.

Примером сложного объекта с распределенным параметром, последовательным соединением емкостей и сопротивлением между ними является система охлаждения дизеля, температура воды в которой на установившемся режиме различна, т. е. распределена по длине объекта. В контуре пресной воды с момента изменения нагрузки дизеля до момента изменения температуры воды на входе в холодильник проходит некоторый промежуток времени. Это время перемещения волны тепло-

вого потока в контуре двигателя и трубопровода до холодильника является чистым запаздыванием. Очевидно, чем больше тепловое сопротивление металла двигателя, длина трубопровода и меньше скорость потока воды, тем больше значение τ_0.

Следовательно, значение чистого запаздывания τ_0 зависит от скорости движения волны измененного параметра по емкостям и длины связей между ними. Чистое запаздывание может отсутствовать у многоемкостных ОР и наблюдаться у одноемкостных.

В объекте регулирования с последовательным включением емкостей регулируемый параметр вначале изменяется с нарастающей скоростью (до точки A, см. рис. 27, *а*), а затем с убывающей. Касательная, проведенная через точку A перегиба разгонной характеристики, отсекает по оси времени величину $\tau_п$, называемую *переходным запаздыванием*. Переходное запаздывание объясняется наличием в ОР нескольких последовательно соединенных емкостей, в каждой из которых происходит свой переходный процесс. Так, в системе охлаждения вначале теплота передается от массы газов к массе металла двигателя, а затем к массе охлаждающей воды. Чем больше число последовательно соединенных емкостей, аккумулирующая способность каждой и сопротивление между ними, тем больше переходное запаздывание ОР.

Сумма чистого и переходного запаздывания определяет *полное запаздывание* объекта: $\tau = \tau_0 + \tau_п$.

Качественное регулирование процесса и динамическую устойчивость АСР обеспечить тем труднее, чем больше значение отношения запаздывания к постоянной времени разгона объекта τ/T.

Таким образом, инерционность, саморегулирование и запаздывание объекта в значительной степени влияют на динамику процесса регулирования. Эти факторы следует учитывать при выборе и настройке регуляторов. Несоответствие типа регулятора или его настройки свойствам ОР может привести к неустойчивому переходному процессу с недопустимым динамическим забросом регулируемого параметра и бо́льшим временем переходного процесса.

15. АВТОМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ С ИНТЕГРАЛЬНЫМИ РЕГУЛЯТОРАМИ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

Рассмотрим работу и свойства АСР с регулятором давления воздуха прямого действия. Объектом регулирования является баллон *7* (рис. 29, *а*), нагрузка которого определяется расходом W_2 воздуха через клапан *6*. Пополняется баллон через клапан *1*, степень открытия которого определяет количество подвода W_1 воздуха. Заданное давление p_0 в баллоне поддерживается регулятором прямого действия с мембранным датчиком *5* давления. С одной стороны на мембрану действует сила F_m от груза, подвешенного к ее жесткому центру, а с другой — давление воздуха. Жесткий центр мембраны рычажной передачей связан с регулирующим клапаном *1*.

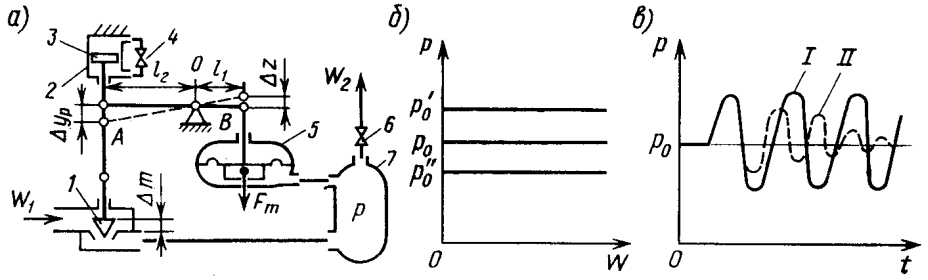


Рис. 29. Автоматическая система регулирования с И-регулятором прямого действия

На установившемся режиме при одинаковых расходах воздуха ($W_{01} = W_{02}$) через клапаны *1* и *6* давление p_0 в баллоне не меняется. Силы, действующие на мембрану от давления воздуха и массы груза, уравновешены, а ее жесткий центр неподвижен. Если пренебречь трением в звеньях регулятора, то это условие определяется соотношением

$$p_0 f_a = F_m,$$

где f_a — активная площадь мембраны датчика.

Отсюда $p_0 = F_m/f_a$. Так как соотношение величин F_m и f_a остается неизменным, то на установившихся режимах при любых нагрузках ОР регулятор поддерживает давление p_0 постоянным, т. е. с нулевой статической ошибкой. Поэтому регулятор является астатическим и обеспечивает работу АСР с нулевой неравномерностью (рис. 29, *б*). Для настройки регулятора на более высокое давление p_0' следует увеличить силу F_m, а на более низкое давление p_0'' — уменьшить. При этом статическая характеристика АСР смещается параллельно самой себе.

Статическое равновесие может нарушиться, например, при изменении нагрузки W_2. В случае прикрытия клапана *6* давление в баллоне возрастает, что нарушает установившееся равновесие сил, действующих на мембрану, вызвав ее движение вверх, а клапана *1* — в сторону уменьшения подвода W_1 воздуха до полного его закрытия. После снижения давления в баллоне ниже заданного p_0 начинается движение мембраны и клапана в обратном направлении. Такой регулятор в динамике будет работать позиционно по принципу открыто-закрыто и для АСР будет характерен незатухающий переходный процесс *I* (рис. 29, *в*). Амплитуда колебаний давления Δp будет тем выше, чем больше инерционность датчика и меньше инерционность ОР. Увеличить устойчивость АСР можно установкой *дросселя* перед датчиком либо присоединением к регулятору *катаракта*, т. е. введением *демпфирующего звена*.

Катаракт состоит из неподвижного цилиндра *2*. Поршень *3* (см. рис. 29, *а*) разделяет его на две полости, заполненные маслом и соединенные между собой дроссельным клапаном *4*. Поршень связан штоком

с выходным звеном регулятора. На установившемся режиме поршень неподвижен, поэтому давление масла в полостях цилиндра одинаково и действие катаракта равно нулю.

В динамике при перемещении поршня создается гидравлическое сопротивление вследствие перетекания масла из одной полости в другую через дроссельный клапан. Сила $F_к$, для перемещения поршня, пропорциональна скорости его движения $\Delta y_к/\Delta t$ относительно цилиндра,

$$F_к = K_к f_к \frac{\Delta y_к}{\Delta t},$$

где $K_к$ — коэффициент гидравлического сопротивления катаракта;
$f_к$ — площадь поршня катаракта.

Коэффициент $K_к$ характеризуется силой, приходящейся на единицу объемного расхода масла через дроссельный клапан, и зависит от вязкости масла и проходного сечения клапана.

Если пренебречь силами инерции подвижных деталей регулятора и сухого трения в его звеньях (регулятор идеальный), то в динамике моменты сил действия датчика и катаракта уравновешиваются:

$$F_д l_1 = F_к l_2,$$

где $F_д$ — движущая сила датчика;
l_1, l_2 — длины плеч рычага AOB,

или $\Delta p f_а l_1 = K_к f_к l_2 \frac{\Delta y_к}{\Delta t}$. Отсюда

$$\Delta p = \frac{K_к f_к l_2}{f_а l_1} \frac{\Delta y_к}{\Delta t}. \qquad (23)$$

Из уравнения (23) следует, что при отклонении давления Δp от заданного значения p_0 поршень движется с тем меньшей скоростью $\Delta y_к/\Delta t$, чем выше гидравлическое сопротивление катаракта, т. е. больше значение $K_к$. Эта зависимость сохраняется и для движения выходного звена регулятора, так как $\Delta y_к = \Delta y_р$.

Регулятор в свою очередь через кинематическую связь с передаточным коэффициентом $a_{св}$ перемещает РО на расстояние $\Delta m = -a_{св}\Delta y_р$. Этот путь можно получить из уравнения (23), если перейти к бесконечно малым приращениям и проинтегрировать обе его части:

$$\Delta m = -\lim_{\Delta t \to 0} \frac{a_{св} f_а l_1}{K_к f_к l_2} \sum_{i=1}^{i=N} \Delta p_i \Delta t = -\frac{a_{св} f_а l_1}{K_к f_к l_2} \int_0^t \Delta p dt. \qquad (24)$$

В рассмотренной системе $\Delta y_р = -\Delta m$, поэтому $a_{св} = -1$. Знак «минус» показывает на уменьшение открытия клапана при росте регулируемого параметра, что соответствует работе системы с установкой РО на стороне подвода ОР. При установке РО на стороне отвода в соотношении ставится знак «плюс».

Из уравнения (24) следует, что регулятор воздействует на РО пропорционально интегралу (сумме) отклонений регулируемого параметра во времени до тех пор, пока наблюдается это отклонение. Такой регулятор, обеспечивающий интегральный закон регулирования, называется интегральным (И-регулятором). Член уравнения в правой части перед интегралом характеризует быстродействие регулятора.

Уравнение динамики (24), выраженное в приращениях, можно привести к общему виду, выразив параметры в относительных единицах:

$$\mu = \pm \frac{k_{св}}{T_к} \int_0^t \varphi dt, \qquad (25)$$

где $k_{св} = \pm a_{св} \frac{y_{р\,max}}{m_{max}} = \pm \frac{\mu}{\mu_р}$ — относительный коэффициент связи регулятора с РО;

$\mu = \frac{\Delta m}{m_{max}}$; $\mu_р = \frac{\Delta y_р}{y_{р\,max}}$ — относительные изменения положений РО и выходного звена регулятора;

$T_к = K_к \frac{f_к}{f_а} \frac{l_2}{l_1} \frac{y_{к\,max}}{p_{max}} = \frac{f_к y_{к\,max}}{W_{к\,max}}$ — время катаракта;

$y_{к\,max}$ — максимальнй ход поршня катаракта;
$W_{к\,max}$ — расход масла через дроссель катаракта под действием максимального значения движущей силы датчика;

$\varphi = \frac{\Delta p}{p_{max}}$ — относительное изменение регулируемого параметра.

Время катаракта $T_к$ характеризует его гидравлическое сопротивление — это время перемещения поршня катаракта из одного крайнего положения в другое под действием максимальной движущей силы датчика. При постоянных конструктивных соотношениях звеньев регулятора время $T_к$ зависит от открытия дроссельного клапана и вязкости масла в катаракте.

На качество переходного процесса АСР в значительной степени влияет передаточное отношение от регулятора к РО, определяемое коэффициентом $k_{св}$, значение которого при правильном включении регулятора должно быть равно единице. Передаточное отношение должно быть таким, чтобы максимальный ход выходного звена регулятора соответствовал воздействию на РО, обеспечивая расход среды через него от нуля до максимума.

Аналитически динамическую устойчивость линейной АСР можно оценить по корням характеристического уравнения, для получения которого нужно из уравнений (21) и (25) составить однородное линейное дифференциальное уравнение свободного движения системы, приняв $\lambda = 0$ и исключив переменную μ. Если все вещественные корни и вещественные части комплексных корней характеристического уравнения системы отрицательны, то процесс регулирования будет затухающим, т. е. АСР устойчива.

Рассмотренный И-регулятор может обеспечить устойчивость АСР, если ОР обладает положительным саморегулированием. При этом единственным параметром динамической настройки регулятора при наличии катаракта является время катаракта. По мере прикрытия дрос-

сельного клапана время катаракта увеличивается и устойчивость АСР возрастает (график *11* на рис. 29, *в*). Чрезмерное прикрытие клапана может привести к росту динамического заброса и увеличению времени переходного процесса из-за уменьшения быстродействия регулятора.

Устойчивость реальной АСР с И-регулятором прямого действия в значительной степени зависит от инерционности регулятора. Чем больше масса подвижных деталей регулятора, тем больше становятся силы инерции от внешних вынужденных механических колебаний, вызывая раскачивание системы. Вынужденные колебания груза измерителя рассмотренного регулятора могут возникнуть в судовых условиях под действием качки и привести к неустойчивости АСР, поэтому АСР с И-регуляторами прямого действия на судах распространения не получили.

16. АВТОМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ С ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫМИ РЕГУЛЯТОРАМИ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

Более высокую динамическую устойчивость АСР могут обеспечить простые по устройству пропорциональные регуляторы (П-регуляторы) прямого действия. Рассмотрим работу АСР давления воздуха в баллоне *5* (рис. 30, *а*). Регулятор отличается от И-регулятора тем, что в датчике действие массы груза заменено действием цилиндрической пружины *4*, которая нижним концом упирается в жесткий центр мембраны, а верхним — в регулировочную гайку *3* (работа такого статического датчика давления рассмотрена на рис. 5). При установившемся режиме сила от давления воздуха на мембрану уравновешивается силой действия пружины, поэтому мембрана и связанный с ней клапан *1* (см. рис. рис. 30, *а*) неподвижны. При максимальной нагрузке ($W_{02\max}$) для удержания клапана в крайнем открытом положении ($\Delta m_{\max}$) давление должно быть равно $p_{0\min}$. Его значение для данного регулятора зависит от предварительного натяжения z_0 пружины измерителя, что следует из выражения (1).

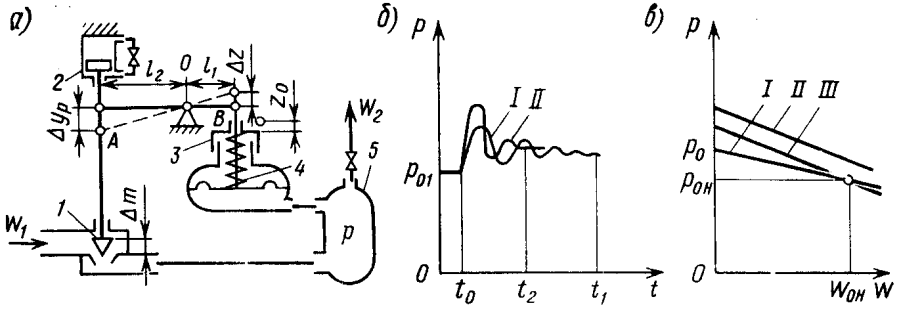


Рис. 30. Автоматическая система регулирования с П-регуляторами прямого действия

При уменьшении нагрузки W_2 давление повышается (происходит приращение Δp) и клапан *1* перемещается в сторону уменьшения подвода W_1 воздуха. Если пренебречь инерционностью подвижных масс, то согласно уравнению (2) с учетом $\Delta y_д = \Delta y_р = -\Delta m/a_{св}$ (где $\Delta y_д, \Delta y_р, \Delta m$ — перемещения выходного звена соответственно датчика, регулятора и штока клапана). Воздействие на клапан *1* и объект регулирования от регулятора в динамике определится зависимостью

$$\Delta m = -a_{св}\, a_р\, \Delta p, \qquad (26)$$

где $a_{св} = -\dfrac{\Delta m}{\Delta y_р}$ — передаточный коэффициент от регулятора к РО;

$a_р = \dfrac{l_2 f_а}{l_1 c}$ — передаточный коэффициент регулятора (здесь l_1, l_2 — длина плеч рычага AOB; $f_а$ — активная площадь мембраны датчика; c — жесткость пружины датчика).

Из уравнения (26) следует, что регулятор реагирует на отклонение давления Δp от заданного значения и воздействует на РО пропорционально этому отклонению в сторону восстановления нарушенного равновесия ОР.

Уравнение динамики (26), выраженное в приращениях, можно привести к общему безразмерному виду по аналогии с (24):

$$\mu = \pm\, k_{св}\, k_р\, \varphi, \qquad (27)$$

где $k_р = a_р \dfrac{p_{\max}}{m_{\max}}$ — относительный коэффициент усиления регулятора.

В рассмотренном регуляторе рост давления вызывает движение мембраны и сжатие пружины, сила действия которой возрастает с увеличением деформации. Это приводит к замедленному и ограниченному перемещению выходного звена регулятора, т. е. к увеличению его устойчивости в степени тем больше, чем выше жесткость пружины датчика. При одном и том же отклонении давления Δp перемещение клапана Δm, а следовательно, воздействие на ОР зависит также от значений a_1, $f_а$, $a_{св}$, т. е. от $a_р$ и $a_{св}$. Так, для перемещения Δm клапана потребуется тем большее изменение давления Δp, чем меньше произведение коэффициентов $a_р$ и $a_{св}$.

В общем виде согласно уравнению (27) произведение коэффициентов $k_р$ и $k_{св}$ определяет пропорциональность воздействия μ регулятора на ОР от изменения регулируемого параметра φ.

В рассмотренной АСР с инерционным ОР при увеличении давления больше заданного регулятор в начале переходного процесса прикрывает клапан *1* и намного уменьшает подвод W_1 воздуха, обеспечивая более быстрое восстановление равновесия, а затем, по мере уменьшения отклонения Δp, вновь приоткрывает его. Клапан будет двигаться до тех пор, пока не установится соответствие подвода W_{01} воздуха новому расходу W_{02} и статическое равновесие сил, действующих на мембрану датчика.

Переходный процесс АСР может быть затухающим — *I* (рис. 30, *б*) даже в том случае, если ОР неустойчив и обладает запаздыванием. Значения качественных показателей определяются совокупностью свойств ОР, регулятора и РО. Устойчивость АСР будет тем выше, чем больше устойчивость ОР и меньше отношение τ/T.

Настраивать АСР можно изменением значения коэффициента $k_р$: с его уменьшением динамическая устойчивость регулятора и АСР возрастает — *II*, однако, как следует из выражения (26), в статике возрастает статическая неравномерность $\Delta p_{р.нер}$ регулятора, т. е. для максимального перемещения клапана потребуется большее статическое приращение давления: $\Delta p_{р.нер} = \frac{\Delta m_{0max}}{a_{св}\, a_р}$. В относительных величинах согласно уравнению (27) при $\mu = 1$ и $k_{св} = 1$ изменение регулируемого параметра φ соответствует степени неравномерности $\delta_р$ регулятора: $\delta_р = \frac{1}{k_р}$.

Включенный в систему П-регулятор будет поддерживать заданное значение регулируемого параметра со статической ошибкой, т. е. статические характеристики будут иметь наклон (рис. 30, *в*). Так, при нулевой нагрузке ($W_0 = 0$) система поддерживает установившееся давление p_0 при закрытом клапане. С ростом нагрузки до номинальной $W_{0н}$ клапан открывается до номинального значения $\Delta m_н = (0{,}4 \div 0{,}6)\Delta m_{max}$. Однако в этом положении он может удерживаться только при снижении давления до значения $p_{0н}$, что соответствует работе АСР по статической характеристике *I*. Значение неравномерности АСР определяется разностью $\Delta p_{нер} = p_0 - p_{0н}$ и при правильном включении регулятора должно быть меньше его собственной неравномерности $\Delta p_{р.нер}$.

Степень неравномерности АСР можно определить совместным решением уравнений ОР (21), приняв $d\varphi/dt = 0$, и регулятора (27) с учетом отношения максимального и номинального ходов РО, определяемых коэффициентом $k_0 = m_{max}/m_н$. Тогда при номинальном изменении нагрузки ($\lambda = 1$, если РО установлен на стороне подвода ОР, или $\mu = 1$, если РО установлен на стороне отвода) получим статическое относительное изменение параметра $\varphi_0 = -\delta$ из выражений

$$\left.\begin{aligned} \delta_{под} &= -\frac{k_2\,\delta_р}{k_{св}\,k_0\,k_1 + z\delta_р}; \\ \delta_{отв} &= -\frac{k_1\,\delta_р}{k_{св}\,k_0\,k_2 + z\delta_р}, \end{aligned}\right\} \qquad (28)$$

где $\delta_{под}$ — степень неравномерности АСР с установкой РО на стороне подвода ОР, принимающая положительное значение при $k_{св} < 0$;
$\delta_{отв}$ — степень неравномерности АСР с установкой РО на стороне отвода ОР, принимающая отрицательное значение при $k_{св} > 0$.

При правильно согласованной работе регулятора и РО с ОР, а ОР — с нагрузкой коэффициенты $k_{св}$, k_1, k_2 должны быть равны единице. Тогда, как следует из зависимостей (28), абсолютная степень неравномерности δ системы меньше степени неравномерности $\delta_р$ регулятора, так как $k_0 > 1$.

При эксплуатации АСР значения $k_{св}$, k_1, k_2 могут изменяться. С увеличением $k_{св}$ снижается статизм и динамическая устойчивость АСР. Уменьшение $k_{св}$ приводит к ограниченному воздействию регулятора на РО, что в статике сужает диапазон процесса регулирования, а в динамике вызывает рост динамического заброса регулируемого параметра. Значения k_1 и k_2 могут меняться при изменении расходных характеристик РО в результате его износа, ремонта, замены другим или изменения параметров рабочей среды, а также при изменении свойств приемника энергии ОР. Регулируют статизм АСР обычно изменением величины $\delta_р$.

При уменьшении $\delta_р$ снижается динамическая устойчивость АСР. Повысить ее можно введением в регулятор катаракта *2* (см. рис. 30, *а*). Тогда уравнение динамики статического идеального регулятора прямого действия с жестко присоединенным катарактом можно привести к виду

$$T_к \frac{d\mu}{dt} + \mu = \pm k_{св}\, k_р\, \varphi. \qquad (29)$$

Отсюда следует, что изменение регулируемого параметра φ приводит к воздействию μ регулятора на РО со скоростью $d\mu/dt$ тем меньшей, чем больше время $T_к$ катаракта. При установившемся режиме действие катаракта прекращается и он не влияет на статические свойства регулятора и АСР в целом.

Аналитически оценить динамические свойства статической АСР можно по аналогии с рассмотренной в § 8. Динамическую устойчивость такой АСР следует повышать вначале уменьшением коэффициента усиления $k_р$ регулятора до значения, определяющего допускаемую неравномерность, а затем увеличением времени катаракта $T_к$.

Если в результате изменения коэффициента $k_р$ статическая характеристика АСР из положения *I* (см. рис. 30, *в*) сместилась в положение *II*, изменив свой наклон, то для настройки на прежнее установившееся значение параметра $p_{0н}$ следует уменьшить предварительное натяжение прутны измерителя, и статическая характеристика сместится параллельно в положение *III*.

Регуляторы прямого действия просты по устройству, обслуживанию в эксплуатации и дешевы в изготовлении, однако при больших усилиях, необходимых для воздействия на РО, обеспечивают низкое качество процесса регулирования из-за малой работоспособности.

Работоспособность характеризует максимально возможную работу, которую способен совершить регулятор при движении его выходного звена из одного крайнего положения в другое, т. е. максимальное значение произведения силы на путь выходного звена регулятора.

В регуляторах прямого действия работоспособность определяется значением движущей силы датчика и зависит от конструктивных соотношений его подвижных звеньев. Повысить работоспособность можно, например, увеличением массы, активной площади либо объема ЧЭ с

соответствующим увеличением жесткости пружин датчика. Однако в этом случае возрастает инерционность регулятора и снижается качество работы АСР в динамике. Поэтому АСР прямого действия получили ограниченное распространение.

17. АВТОМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ С ИНТЕГРАЛЬНЫМИ РЕГУЛЯТОРАМИ НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

Работоспособность регулятора можно значительно повысить введением усилительного звена. В этом случае он называется регулятором непрямого действия. Функционально регулятор (см. рис. 23) состоит из последовательно соединенных между собой датчика и усилителя. Если усилитель астатический, то регулятор, а следовательно, и АСР — астатические.

В качестве примера рассмотрим работу астатической АСР непрямого непрерывного действия, предназначенной для поддержания заданного перепада давлений $\Delta p_0 = p_{01} - p_{02}$ на питательном клапане парового котла (рис. 31, *а*). Объектом регулирования является питательный турбонасос с трубопроводами, подводящими пар к турбине через

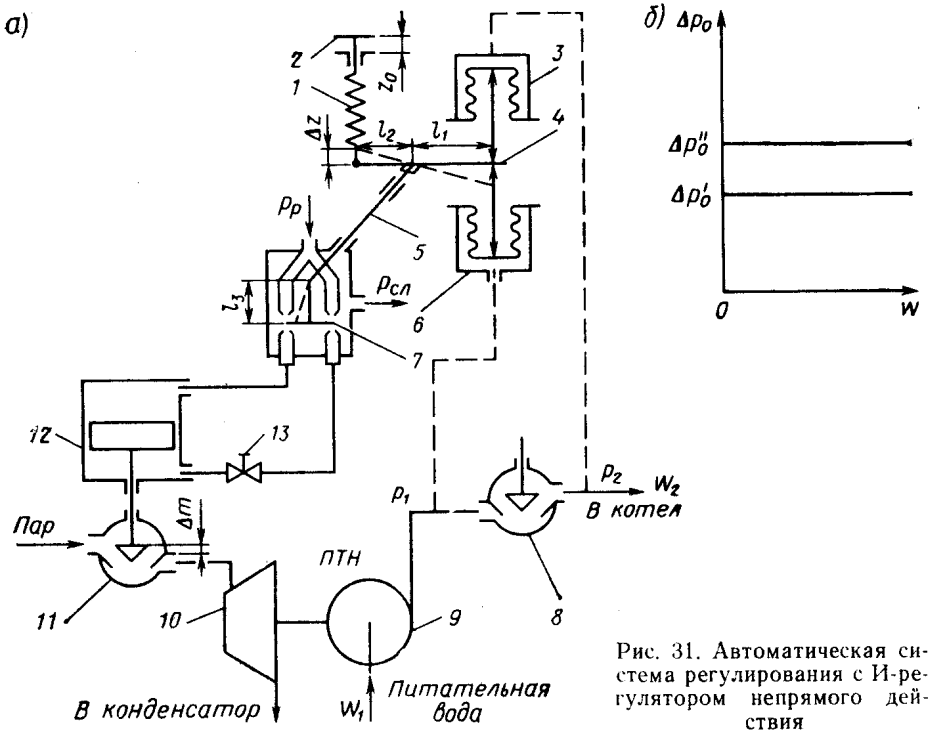


Рис. 31. Автоматическая система регулирования с И-регулятором непрямого действия

клапан *11* и воду в котел через клапан *8*. Нагрузкой ПТН является расход W_2 воды через клапан *8*, управляемый регулятором уровня котла (на схеме не показан). Расход воды определяется зависимостью (12). При перемещении штока клапана одновременно изменяется его проходное сечение и перепад давлений на нем $(p_1 - p_2)$. Для обеспечения линейной зависимости расхода W_2 от проходного сечения клапана и для повышения экономичности и устойчивости работы системы питания котла необходимо перепад давлений на клапане поддерживать постоянным. Эту задачу можно решить регулированием подачи W_1 центробежного насоса *9* путем изменения подачи пара к турбине *10*.

Управляющее воздействие на клапан *11* производится непрерывно от И-регулятора с гидравлическим поршневым ИМ *12* двустороннего действия. Рабочей средой регулятора является вода под давлением $p_р$, подводимая к УУ усилителя (см. рис. 15). Заслонка *7* струйного реле приводится в движение через валик *5* от сильфонного датчика перепада давлений. Полости сильфонов *3* и *6* сообщаются импульсными трубками с питательным трубопроводом до и после клапана *8*. Разность сил, действующих на торцы сильфонов от перепада давлений Δp_0, уравновешивается силой упругости настроечной пружины *1* через рычаг *4*, жестко закрепленный на поворотном валике *5*.

При установившемся режиме моменты сил от действия сильфонов и настроечной пружины относительно оси валика *5* равны, заслонка *7* находится в среднем положении и поршень ИМ *12* неподвижен. Если пренебречь жесткостью сильфонов, эту зависимость можно выразить как

$$\Delta p_0 f_а l_1 = c z_0 l_2,$$

где $\Delta p_0 f_а$ — сила действия датчика от перепада давлений Δp_0 на активную площадь $f_а$ сильфонов;
cz_0 — сила действия пружины датчика с жесткостью c и предварительным натяжением z_0;
l_1, l_2 — длина плеч рычага *4*.

Тогда перепад давлений, поддерживаемый регулятором при установившемся режиме, $\Delta p_0 = \dfrac{c}{f_а} \dfrac{l_2}{l_1} z_0$.

При установившихся режимах заслонка *7* всегда находится в среднем положении и регулятор при постоянных значениях c, $f_а$, l_1, l_2, z_0 поддерживает заданный перепад давлений Δp_0 с нулевой неравномерностью. Следовательно, АСР с таким регулятором является астатической. На заданное установившееся значение Δp_0 регулятор настраивают изменением предварительного натяжения z_0 пружины *1* датчика путем вращения винта *2* уставки задания. При этом статическая характеристика системы (рис. 31, *б*) смещается параллельно самой себе.

При изменении нагрузки (перемещении штока клапана *8*) разность давлений $\Delta (p_1 - p_2)$ отклоняется от установившегося значения Δp_0, и статическое равновесие датчика нарушается. Под действием разности моментов сил рычаг *4* разворачивается, вызывая изменение предва

рительного натяжения Δz настроечной пружины. Если пренебречь инерционностью датчика, эта зависимость примет вид

$$\Delta (p_1 - p_2) f_a l_1 = c \Delta z l_2,$$

или с учетом передачи движения от рычага *4* датчика к заслонке *7* управляющего устройства при малом ее перемещении

$$\Delta (p_1 - p_2) f_a l_1 = c \Delta e l_2 \frac{l_2}{l_3},$$

где Δe — смещение заслонки из среднего положения;
l_3 — длина рычага заслонки.

Отсюда

$$\Delta e = \Delta (p_1 - p_2) \frac{e_1}{l_2} \frac{l_3}{l_2} \frac{f_a}{c},$$

или

$$\Delta e = a_д \Delta (p_1 - p_2), \qquad (30)$$

где $a_д = \frac{l_1}{l_2} \frac{l_3}{l_2} \frac{f_a}{c}$ — передаточный коэффициент датчика, выраженный в абсолютных величинах.

Из уравнения динамики (30) следует пропорциональный закон воздействия датчика на усилитель при отклонении регулируемого параметра от установившегося значения.

Если для упрощения принять форму сопел УУ прямоугольной, то при смещении Δe заслонки из среднего положения движение поршня ИМ опишется линейным уравнением (9). Тогда воздействие рассмотренного регулятора на ОР в динамике можно получить совместным решением уравнений (9) и (30) с учетом связи регулятора с РО:

$$\Delta m = -\frac{a_{св} a_д}{T_c'} \int_0^t \Delta (p_1 - p_2)\, dt, \qquad (31)$$

где $a_{св} = -\frac{\Delta m}{\Delta s}$ — передаточный коэффициент от регулятора к РО (здесь Δm, Δs — перемещения поршня ИМ и штока клапана).

Это уравнение можно привести к общему безразмерному виду

$$\mu = \pm \frac{k_{св} k_д}{T_c} \int_0^t \varphi dt, \qquad (32)$$

где $k_{св} = \pm a_{св} \frac{s_{max}}{m_{max}} = \pm \frac{\mu}{\mu_p}$ — относительный коэффициент связи регулятора с РО;

$\mu = \frac{\Delta m}{m_{max}}$; $\mu_p = \frac{\Delta s}{s_{max}}$ — относительные перемещения входного звена РО и выходного звена регулятора;

$k_д = a_д \frac{(p_1 - p_2)_{max}}{e_{max}}$ — относительный коэффициент усиления датчика;

$T_c = T_c' \frac{s_{max}}{e_{max}}$ — время исполнительного механизма;

$\varphi = \frac{\Delta (p_1 - p_2)}{(p_1 - p_2)_{max}}$ — относительное изменение регулируемого параметра.

Из полученных уравнений динамики регулятора (31) и (32) следует, что регулятор будет воздействовать на объект регулирования через РО до тех пор, пока существует отклонение регулируемого параметра. Это воздействие определяется интегральным законом, т. е. оно тем больше, чем больше сумма отклонений параметра от установившегося значения, поэтому АСР с таким регулятором называется интегральной. Регулирующее воздействие на ОР растет также с уменьшением времени T_c исполнительного механизма и увеличением коэффициентов $k_{св}$ и $k_р$.

Аналитически устойчивость рассмотренной АСР в динамике определяют по аналогии с АСР, рассмотренной в § 8. Из анализа следует, что если ОР устойчив, то астатическая АСР непрямого действия может быть устойчива, а качество ее работы в динамике можно регулировать выбором значений времени T_c. В зависимости от принятого оптимального процесса регулирования это время можно определить аналитически на основании показателей свойств ОР (k_μ, T) по специальным графикам или формулам. Так, для апериодического процесса с минимальным временем регулирования $T_c = 4{,}5\, k_{св}\, k_д k_\mu T$, а колебательного с 20 %-ным перерегулированием $T_c = 1{,}7\, k_{св}\, k_д\, k_\mu T$, т. е. с увеличением T_c до определенного предела устойчивость АСР возрастает.

Если ОР неустойчив или отношение τ/T принимает недопустимое значение, то И-регулятор даже при незначительном отклонении регулируемого параметра от заданного значения за предел нечувствительности может изменять (хотя и медленно) регулирующее воздействие на ОР (перемещать РО из одного крайнего положения в другое), вызывая раскачивание АСР.

В приведенном примере (см. рис. 31) ПТН с питательной магистралью обладает достаточно высоким саморегулированием, и И-регулятор обеспечивает необходимую устойчивость АСР. Качество переходного процесса регулируется временем T_c исполнительного механизма посредством изменения открытия магистрального клапана *13*.

Одним из видов астатических АСР непрямого действия является *система позиционного действия* с малым временем ИМ ($T_c \approx 0$), работающая по принципу включено-выключено. Действительно, как следует из уравнений динамики (31) и (32), при значении T_c, близком к нулю, отклонение регулируемого параметра от заданного значения за предел нечувствительности регулятора приводит к быстрому перемещению РО из одного крайнего положения в другое.

В качестве примера рассмотрим работу электромеханической системы двухпозиционного регулирования уровня h воды в теплом ящике *1*

(рис. 32, *а*). Уровень h может понижаться вследствие утечек пара и питательной воды из замкнутой системы котельной установки из-за протечек в сальниках, продувания, расхода пара на паротушение, пропаривание танков и другие нужды. Для восстановления уровня подпитывают теплый ящик из танка котловой воды с помощью насоса *9*. Электроэнергия подается на электродвигатель *М* периодически из судовой сети по сигналу от поплавкового регулятора уровня. Поплавок *2* жестко соединен с рычагом *3*, свободно сидящим на оси O_1. На этой же оси расположен качающийся якорь *5* с регулировочными винтами *4* и *8*, с противоположной стороны которого встроен постоянный магнит. С наружной стороны теплого ящика в корпусе регулятора *6* на оси O_2 расположен качающийся якорь *7*. С одной стороны якоря встроен постоянный магнит, а с противоположной — контактная пластина, управляющая подачей питания в катушку *К* электромагнитного пускателя. Магниты установлены одноименными полюсами *N* навстречу друг другу, что приводит к их взаимному отталкиванию магнитным потоком, действующим через немагнитную (бронзовую) стенку корпуса регулятора, отделяющую внутреннюю полость теплого ящика от окружающей среды.

При понижении уровня h воды в теплом ящике поплавок *2* опускается и через рычаг *3*, выбрав зазор β между регулировочным винтом *8* и рычагом, разворачивает якорь *5*. Как только ось магнитного потока якоря *5* окажется выше оси магнитного потока якоря *7*, якорь развернется под действием отталкивающей силы и через контактную пластину замкнет цепь питания катушки пускателя *К*. Под действием электромагнитного поля катушки якорь пускателя, выполняющий роль ИМ, втягивается и через силовые контакты подает питание на электродви-

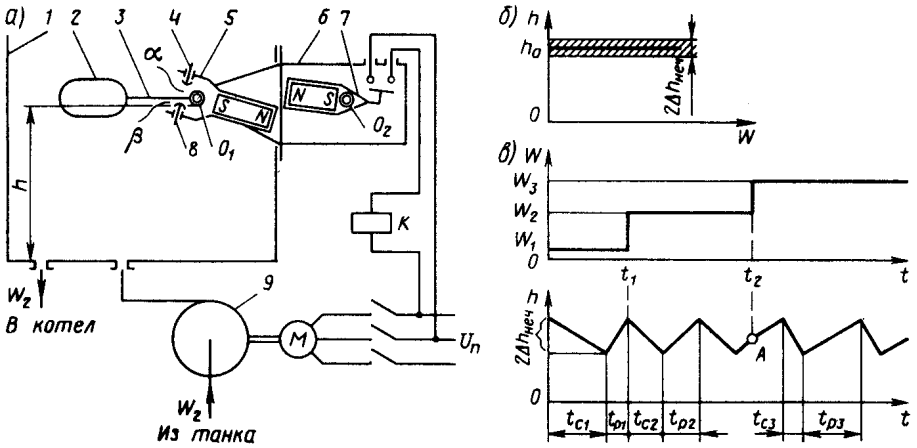


Рис. 32. Автоматическая система регулирования с регулятором непрямого позиционного действия

гатель *М*. Подача воды насосом *9* приводит к росту уровня h в теплом ящике. Насос будет работать до тех пор, пока при росте уровня под действием поплавка не выберется зазор α, развернутся якоря *5* и *7* в исходное положение, отключив питание электродвигателя.

Как следует из рассмотренного примера, регулятор поддерживает заданный уровень h_0 (рис. 32, *б*) в пределах нечувствительности $2\Delta h_{неч}$ независимо от нагрузки. Размер зоны нечувствительности зависит от зазора $(\alpha + \beta)$ между регулировочными винтами *4* и *8* и рычагом *3*, а также от свободного хода полюсов *N* магнитов якорей *5* и *7*. Если рычаг *3* зажать между винтами ($\alpha + \beta = 0$), нечувствительность будет минимальной, определяемой расстоянием между осями магнитных потоков якорей *5* и *7* при крайних положениях якоря *7*. На заданное значение уровня регулятор настраивают взаимным перемещением регулировочных винтов *4* и *8*, при этом статическая характеристика смещается параллельно самой себе.

Так как выходным звеном регулятора является магнитный пускатель, то его инерцией можно пренебречь ($T_с \approx 0$). В динамике (рис. 32, *в*) из-за периодического включения и выключения насоса, выполняющего роль РО, характерен незатухающий переходный процесс в пределах зоны нечувствительности $2\Delta h_{неч}$, т. е. рассмотренная АСР — астатическая ($\delta = 0$).

С уменьшением нечувствительности частота включения электродвигателя возрастает, с увеличением — уменьшается. Частота и продолжительность $t_р$ работы насоса возрастают, а время его стоянки $t_с$ уменьшается также при росте нагрузки. Излом динамической характеристики в точке *А* объясняется тем, что возмущение $\Delta W_з$ было нанесено в момент t_2 работы насоса.

Автоматическая система регулирования позиционного действия проста по устройству и обслуживанию, однако ее можно применять в тех случаях, когда регулируемый параметр изменяется достаточно медленно и по условиям эксплуатации допускается непрерывное изменение РО в сравнительно широких пределах.

18. АВТОМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ С ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫМИ РЕГУЛЯТОРАМИ НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

Повысить динамическую устойчивость АСР непрямого непрерывного действия с малоустойчивыми, нейтральными и неустойчивыми ОР можно введением в регулятор *отрицательных обратных связей*, воздействующих от последующего элемента регулятора на предыдущий в сторону, противоположную действию датчика.

По характеру работы обратные связи делят на *жесткие* и *изодромные* (*гибкие*). Особенностью жесткой обратной связи является пропорциональность действия как в динамическом, так и в статическом режиме работы регулятора.

Рассмотрим работу АСР уровня воды в барабане *1* парового котла (рис. 33, *а*). Так как котел с точки зрения регулирования уровня является нейтральным ОР, то для обеспечения достаточной устойчивости АСР необходимо использовать регулятор с повышенной собственной устойчивостью.

Функционально АСР состоит (рис. 33, *б*) из *ОР*, *РО* и регулятора непрямого действия, звенья которого *ИМ* и *ЗУ* охвачены отрицательной *ЖОС*. Если в регуляторе без обратной связи при неизменном задании *R* воздействие на УУ производится только от датчика при изменении регулируемого параметра, то в данном случае от *ИМ* под действием *ЖОС* через *ЗУ* производится дополнительное воздействие на *СУ* датчика в сторону, противоположную действию *ЧЭ*, т. е. под действием *ЖОС* датчик перенастраивается пропорционально изменению выходного сигнала *ИМ*.

Регулятор должен поддерживать заданный уровень воды в барабане *1* (см. рис. 33, *а*), воздействуя на питательный клапан *11*, и восста-

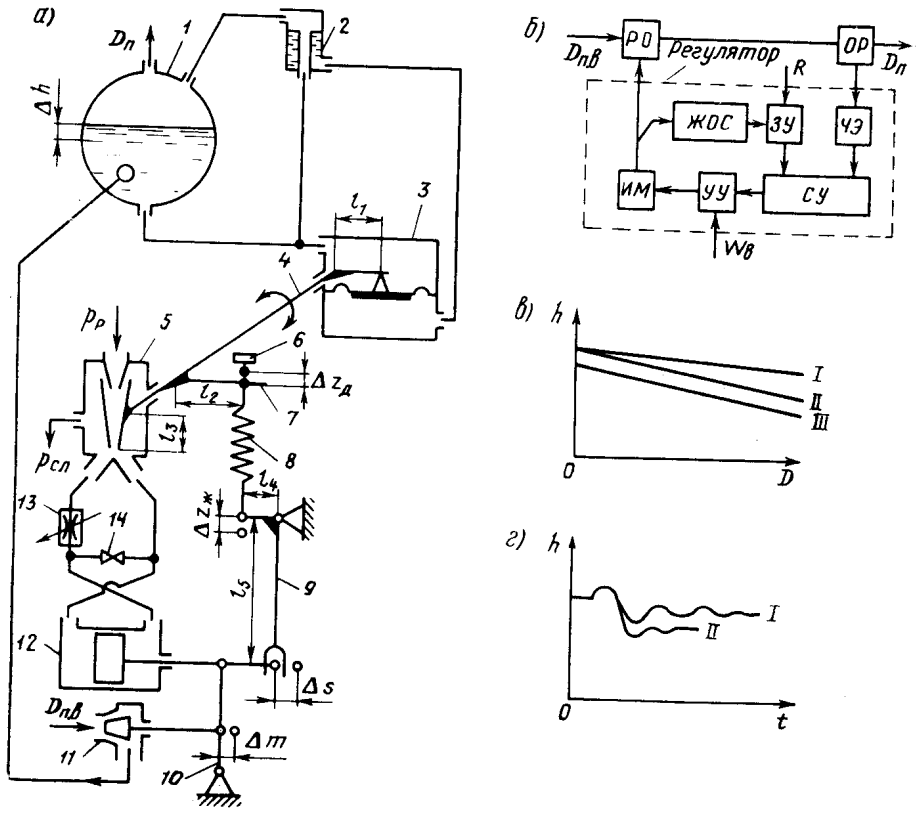


Рис. 33. Автоматическая система регулирования с П-регулятором непрямого действия

навливать баланс между массовым расходом $D_п$ пара и притоком $D_{п.в}$ питательной воды при его нарушении.

Мембранный датчик уровня реагирует на изменение перепада уровней в барабане *1* котла и конденсационном сосуде *2*. Выходной поворотный валик *4* датчика жестко соединен с качающимся соплом струйного реле *5*, являющегося УУ усилителя. При установившемся режиме моменты сил, действующие на валик от чувствительного элемента *3* через плечо l_1 и от пружины *8* через плечо l_2, уравновешены ($M_ч = M_п$) и удерживают качающееся сопло в среднем положении. При этом поршень исполнительного механизма *12*, клапан *11* и угловой рычаг *9* жесткой обратной связи неподвижны, что соответствует определенному уровню h воды в барабане. При снижении уровня воды в барабане на значение Δh сила, действующая на мембрану чувствительного элемента *3* сверху, уменьшается, и значение $M_ч$ увеличивается. Под действием разности моментов сил валик *4* разворачивается, растягивая пружину *8* на значение $\Delta z_д$, и через сопла управляющего устройства *5* рабочая среда подводится в левую полость ИМ. Поршень ИМ перемещается и одновременно через рычаг *10* увеличивает открытие питательного клапана *11*, а через угловой рычаг *9* дополнительно растягивает пружину *8* на величину $\Delta z_ж$. По мере открытия клапана *11* увеличивается подача $D_{п.в}$ питательной воды в котел, а по мере обратного воздействия ЖОС на пружину выравниваются моменты сил на измерительной системе датчика и поворотное сопло УУ возвращается в среднее положение.

Движение звеньев регулятора прекращается при восстановлении баланса расхода пара и притока питательной воды. Однако вследствие того, что большему открытию клапана соответствует большее натяжение пружины *8* датчика, на установившемся режиме при большей нагрузке котла уровень воды в барабане поддерживается более низким и работа АСР описывается падающими статическими характеристиками (рис. 33, *в*). Объясняется это тем, что под действием ЖОС происходит перенастройка датчика. А так как разворот рычага *9* (см. рис. 33, *а*) преобразуется в пропорциональное силовое действие пружины *8*, сохраняющееся на установившихся режимах, то такая обратная связь является силовой и жесткой.

Для определения настроечных параметров составим уравнение динамики регулятора. Если пренебречь инерционностью датчика и нечувствительностью во всех звеньях, то уравнение динамики идеального регулятора уровня можно вывести из условия, что момент силы действия ЧЭ на валик *4* сравнивающего устройства от изменения уровня Δh уравновешивается суммой моментов сил действия пружины *8* вследствие ее деформации ($\Delta z_д + \Delta z_ж$) под действием датчика и ЖОС:

$$f_а \rho g l_1 \Delta h = c l_2 \Delta z_д + c l_2 \Delta z_ж, \qquad (33)$$

где $f_а$ — активная площадь мембраны ЧЭ;
ρ — плотность воды;
l_1, l_2 — длина плеч рычагов;
c — жесткость пружины.

При условии малых углов разворота рычага 7 смещение Δe подвижного сопла УУ из среднего положения можно считать пропорциональным значению $\Delta z_{\text{д}}$:

$$\Delta z_{\text{д}} = \frac{l_2}{l_3} \Delta e, \tag{34}$$

где l_3 — длина сопла до оси качения.

Аналогичным соотношением можно выразить смещение $\Delta z_{\text{ж}}$ через перемещение Δs поршня ИМ:

$$\Delta z_{\text{ж}} = \frac{l_4}{l_5} \Delta s, \tag{35}$$

где l_4, l_5 — длина плеч углового рычага 9.

Подставив в уравнение (33) зависимости (9), (34), (35) и разделив обе части на cl_2^2/l_3, получим уравнение динамики регулятора с отрицательной ЖОС:

$$T_{\text{с}}' \frac{d(\Delta s)}{dt} + \frac{l_3 l_4}{l_2 l_5} \Delta s = \frac{f_{\text{а}} \rho g l_1 l_3}{c l_2^2} \Delta h,$$

или

$$T_{\text{с}}' \frac{d(\Delta s)}{dt} + a_{\text{ж}} \Delta s = a_{\text{д}} \Delta h, \tag{36}$$

где $a_{\text{ж}} = \dfrac{l_3 l_4}{l_2 l_5}$ — передаточный коэффициент ЖОС;

$a_{\text{д}} = \dfrac{f_{\text{а}} \rho g l_1 l_3}{c l_2^2}$ — передаточный коэффициент датчика.

Выразив в уравнении (36) воздействие регулятора на ОР через РО, установленный на стороне подвода, и разделив обе части уравнения на $a_{\text{ж}}$, получим:

$$-\frac{T_{\text{с}}'}{a_{\text{ж}}} \frac{d(\Delta m)}{dt} - \Delta m = \frac{a_{\text{св}} a_{\text{д}}}{a_{\text{ж}}} \Delta h. \tag{37}$$

Уравнение (37) можно привести к общему виду, выразив параметры в относительных величинах:

$$\frac{T_{\text{с}}}{k_{\text{ж}}} \frac{d\mu}{dt} + \mu = \pm k_{\text{св}} \frac{k_{\text{д}}}{k_{\text{ж}}} \varphi, \tag{38}$$

где $T_{\text{с}} = T_{\text{с}}' \dfrac{s_{\max}}{e_{\max}}$ — время ИМ;

$k_{\text{ж}} = a_{\text{ж}} \dfrac{s_{\max}}{e_{\max}}$ — относительный коэффициент действия ЖОС;

$\mu = \dfrac{\Delta m}{m_{\max}}$ — относительное перемещение входного звена РО;

$k_{\text{св}} = \pm a_{\text{св}} \dfrac{s_{\max}}{m_{\max}}$ — относительный коэффициент связи регулятора с РО;

$k_{\text{д}} = a_{\text{д}} \dfrac{h_{\max}}{e_{\max}}$ — относительный коэффициент усиления датчика;

$\varphi = \dfrac{\Delta h}{h_{\max}}$ — относительное изменение регулируемого параметра,

или

$$T_{\text{а.р}} \frac{d\mu}{dt} + \delta_{\text{р}} \mu = \pm k_{\text{св}} \varphi, \tag{39}$$

где $T_{\text{а.р}} = \dfrac{T_{\text{с}}}{k_{\text{ж}} k_{\text{р}}} = \dfrac{T_{\text{с}}}{k_{\text{д}}}$ — постоянная времени разгона регулятора (здесь $k_{\text{р}} = k_{\text{д}}/k_{\text{ж}}$ — коэффициент усиления регулятора);

$\delta_{\text{р}} = \dfrac{1}{k_{\text{р}}} = \dfrac{k_{\text{д}}}{k_{\text{ж}}}$ — степень неравномерности регулятора.

Полученные уравнения динамики (37) — (39) имеют структуру, аналогичную уравнению (29), что соответствует регуляторному воздействию на ОР через РО пропорционально изменению регулируемого параметра. При этом скорость воздействия $d\mu/dt$ обратно пропорциональна инерционности регулятора $T_{\text{а.р}}$ и максимальна в начальный момент, а затем стремится к нулю под действием ЖОС. На установившемся режиме $d\mu/dt = 0$. Согласно уравнению (39) статическое воздействие регулятора на РО выразится зависимостью $\delta_{\text{р}}\mu = \pm k_{\text{св}}\varphi$.

Отсюда следует, что регулятор с ЖОС обладает статизмом, значение которого обратно пропорционально коэффициенту $k_{\text{р}}$. В зависимости от принятого оптимального процесса регулирования АСР значение $k_{\text{р}}$ можно определить аналитически на основании показателей свойств объекта регулирования $k\mu$, τ, T, $T_{\text{а}}$ по специальным графикам или формулам. Так, в АСР с устойчивым ОР для обеспечения апериодического процесса с минимальным временем регулирования коэффициент $k_{\text{р}} = 0{,}3T/(\tau k_{\text{св}} k\mu)$ и колебательного с 20 %-ным перерегулированием $k_{\text{р}} = 0{,}7T/(\tau k_{\text{св}}\, k_{\mu})$ в АСР с неустойчивым ОР соответственно $k_{\text{р}} = 0{,}37\ T_{\text{а}}/(\tau\ k_{\text{св}})$ и $k_{\text{р}} = 0{,}7\ T_{\text{а}}/(\tau k_{\text{св}})$, т. е. с уменьшением $k_{\text{р}}$ (увеличением $\delta_{\text{р}}$) устойчивость АСР в динамике возрастает.

Из принципиальной схемы (см. рис. 33, *а*) видно, что каждому значению нагрузки ОР соответствуют определенные открытие клапана *11*, положение поршня *12*, рычага *9* и натяжение пружины *8*. А каждому значению силы действия пружины на плечо l_2 при среднем положении подвижного сопла струйного реле *5* соответствуют определенные силы действия ЧЭ на плечо l_1 и уровень воды в барабане *1*, т. е. для АСР характерна статическая неравномерность. Степень неравномерности δ зависит от совокупности статических показателей звеньев АСР и может быть определена из уравнения (28). Значение δ регулируют изменением степени неравномерности $\delta_{\text{р}}$ регулятора, например, изменением коэффициента $k_{\text{ж}}$ в результате смещения пружины *8* вдоль рычага *9*.

При уменьшении плеча l_4 значения $k_{\text{ж}}$, $\delta_{\text{р}}$, δ уменьшаются, что соответствует положению *I* статической характеристики системы (рис. 33, *е*). В динамике при этом возможна повышенная колебательность переходного процесса (характеристика *1*, рис. 33, *г*. С ростом на-

грузки котла в начале переходного процесса наблюдается рост уровня из-за явления «набухания» воды). С увеличением действия ЖОС (увеличением плеча l_4) динамическая устойчивость АСР возрастает, однако возрастает и статическая неравномерность (характеристика *II*, рис. 33, *в*, *г*).

Как следует из уравнения (39), значение $\delta_р$, а следовательно, и устойчивость АСР зависят также от коэффициента $k_д$. Его значение согласно уравнению (33) зависит от конструктивных соотношений датчика и может быть снижено, например, путем увеличения жесткости c пружины или увеличения плеча l_2, что приводит к росту степени неравномерности $\delta_р$ и динамической устойчивости АСР.

Однако статическая неравномерность АСР ограничена условиями эксплуатации ОР, следовательно, и возможности повышения динамической устойчивости изменением значения $k_р$ ограничены. Поэтому настройку такой АСР следует начинать с выбора оптимального значения статизма, а затем повышать динамическую устойчивость, изменяя время $T_с$ исполнительного механизма открытием дроссельного клапана *13* (см. рис. 33, *а*), т. е. изменяя быстродействие $T_{а.р}$ регулятора.

На заданное установившееся значение регулируемого параметра систему настраивают обычно изменением предварительного натяжения пружины *8* (вращением регулировочной гайки *6*, что приводит к параллельному смещению статической характеристики. Например, если АСР работала по характеристике *II* (см. рис. 33, *в*), то при увеличении z_0 она сместится в положение *III* и при том же значении нагрузки ОР будет поддерживаться более низкое значение уровня h.

Из изложенного следует, что введение в регулятор отрицательной ЖОС позволяет увеличить динамическую устойчивость АСР, однако приводит к появлению статизма. При этом если регулятор воздействует на ОР по стороне подвода, то с ростом нагрузки поддерживается меньшее установившееся значение регулируемого параметра, т. е. неравномерность АСР *положительная*. А при установке РО на стороне отвода обеспечивается *отрицательная* неравномерность АСР, что показывают знаки при коэффициентах $k_{с.в}$.

19. АВТОМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ С ПРОПОРЦИОНАЛЬНО-ИНТЕГРАЛЬНЫМИ РЕГУЛЯТОРАМИ НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

Если по условиям эксплуатации необходимо повысить динамическую устойчивость АСР с сохранением нулевой неравномерности, нужно в астатический регулятор непрямого непрерывного действия ввести *отрицательную изодромную обратную связь*. Действие ИОС осуществляется только в переходном процессе и не сказывается на статических свойствах АСР, поэтому ее называют также гибкой, или исчезающей.

Рассмотрим работу АСР частоты вращения с изодромным регулятором, воздействующим на ОР через РО, установленный на стороне под-

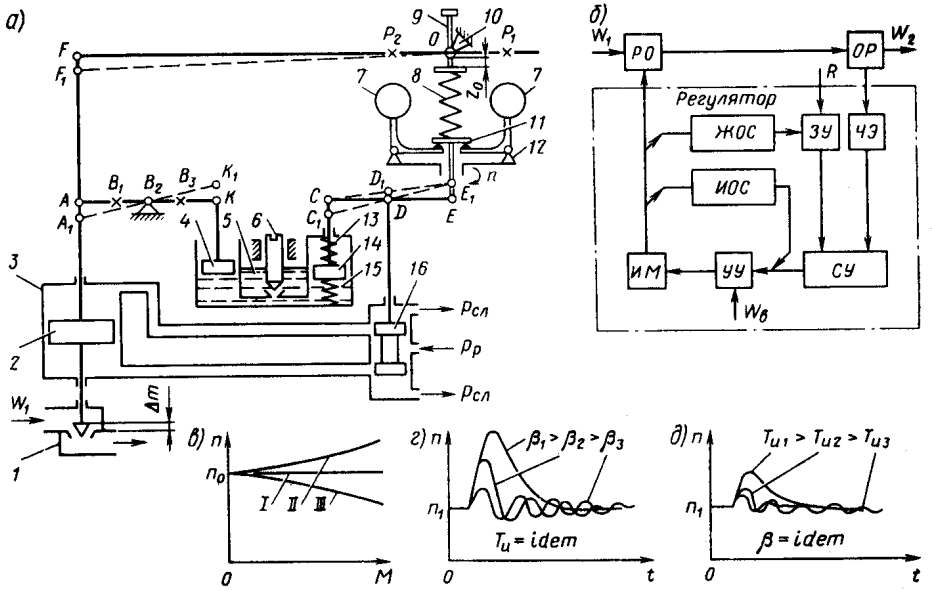


Рис. 34. Автоматическая система регулирования с ПИ-регулятором непрямого действия

вода (рис. 34, *а*). Объектом регулирования может быть паровая турбина или ДВС с присоединенными потребителями механической энергии W_2 (рис. 34, *б*). В первом случае регулятор управляет подводом пара через маневровый клапан, а во втором — подводом топлива через ТНВД. В обоих случаях при несоответствии заданной и истинной частот вращения вала двигателя регулятор воздействует на подвод энергии W_1 к объекту регулирования через РО в сторону восстановления нарушенного равновесия. Регулятор состоит из датчика и усилителя, на УУ которого от ИМ действует кинематическая отрицательная ИОС.

Регулируемый параметр (частота вращения) измеряется центробежным датчиком, состоящим из *ЧЭ*, *ЗУ* и *СУ* (см. рис. 11). В датчике рассматриваемого регулятора (см. рис. 34, *а*) диск *12* с грузами *7* приводится во вращение с частотой n от вала двигателя (турбины или дизеля). Настройка датчика на заданную частоту вращения определяется уставкой задания R, т. е. предварительным натяжением z_0 пружины *8*, а регулируют датчик вращением винта *9* в гайке (точка *O* рычага *OF*). Движение муфты *11* датчика через дифференциальный рычаг *CDE* передается отсечному золотнику *16* гидравлического усилителя (см. рис. 14, *а*).

В усилителе рассматриваемого регулятора (см. рис. 34, *а*) от поршня *2* исполнительного механизма *3* двустороннего действия движение передается на регулирующий орган *1* и отсечной золотник *16* через механизм ИОС в направлении, противоположном действию датчика.

Механизм изодрома состоит из ванны *5*, соединенной через игольчатый дроссельный клапан *6* с цилиндрами, внутри которых находятся подвижные поршни *4* и *14*. Ванна и полости цилиндров заполнены маслом. Задающий поршень *4* приводится в движение от штока ИМ через рычаг AB_2K, разворачивающийся относительно опоры B_2. Приемный поршень *14*, соединенный с рычагом CDE, удерживается на установившемся режиме в среднем положении возвратными пружинами *13* и *15*.

На установившемся режиме золотник *16* находится в среднем положении, запирая управляющими кромками каналы рабочих полостей ИМ, и поршень *2* неподвижен, что соответствует определенному подводу энергии W_1 к двигателю через регулирующий орган *1*.

Если при уменьшении нагрузки W_2 равновесие нарушается ($W_1 > W_2$) и частота вращения n возрастает, то под действием возросшей центробежной силы грузы расходятся, преодолевая действие пружины *8*, и через муфту *11* разворачивают рычаг CDE в положение CD_1E_1. Золотник *16* смещается из среднего положения вверх, открывая подвод масла под давлением в верхнюю полость ИМ и слив из нижней. Поршень *2*, двигаясь вниз, уменьшает открытие клапана *1* и одновременно через рычаг AK перемещает вверх задающий поршень *4* изодрома, увеличивая объем цилиндра под ним. Так как масло несжимаемо, а открытие клапана *6* невелико, то масло из ванны *5* не успевает заполнить полость под поршнем *4*, и в полости цилиндров изодрома создается разрежение. Под действием силы от разрежения приемный поршень *14*, преодолевая действие пружины *15* и сжимая ее, движется вниз, разворачивая рычаг CD_1E_1 относительно точки E_1. По мере его разворота золотник движется в обратном направлении, уменьшая подвод масла в верхнюю полость ИМ и слив из нижней. Поэтому скорость движения поршня *2* постепенно уменьшается, а при смещении рычага в положение C_1DE_1 золотник полностью перекрывает окна, и движение поршня прекращается. На этом этапе ИОС срабатывает аналогично ЖОС, т. е. осуществляет пропорциональное обратное воздействие в сторону, противоположную действию датчика.

Однако переходный процесс в регуляторе и АСР продолжается из-за движения рычага C_1DE_1. С одной стороны, он движется под действием датчика, разворачиваясь относительно точки C_1 по часовой стрелке, так как с уменьшением подвода энергии W_1 частота вращения постепенно снижается. С другой стороны, рычаг разворачивается относительно точки E_1 по часовой стрелке под действием изодрома. Это объясняется тем, что от силы сжатой пружины *15* поршень *14* перемещается вверх по мере подсоса масла из масляной ванны через игольчатый клапан *6*, т. е. действие ИОС постепенно прекращается по мере снижения разрежения в полости цилиндров изодрома и возвращения пружинами *13* и *15* приемного поршня *14* в среднее положение. В переходном процессе в зависимости от характера движения дифференциального рычага могут возникнуть колебательные движения золотника относительно среднего положения и соответствующие перемещения поршня ИМ.

Установившийся режим АСР наступает при первоначальном положении рычага CDE, равенстве новых значений W_1 и W_2 и восстановлении прежней частоты вращения n_0.

При росте нагрузки частота вращения вала снижается, и звенья регулятора движутся в противоположном направлении. В полости изодрома создается избыточное давление, вызывающее перемещение приемного поршня *14* вверх и сжатие пружины *13*. Действие ИОС прекращается по мере снижения давления в полостях изодрома.

С прекращением действия ИОС и установкой управляющего золотника в среднее положение при любом промежуточном положении поршня ИМ наступает установившийся режим, что соответствует исходному положению дифференциального рычага CDE. А это возможно только при одной и той же частоте вращения n_0, т. е. для регулятора и АСР характерна *нулевая неравномерность*, что соответствует статической характеристике *1* системы (рис. 34, *в*).

Настроечные параметры, влияющие на качество переходного процесса АСР, можно определить из уравнения динамики регулятора. Как было рассмотрено, движение РО однозначно определяется движением поршня ИМ, которое в свою очередь зависит от смещения управляющего золотника из среднего положения Δe под действием датчика и ИОС:

$$\Delta e = e_д - \Delta e_и, \tag{40}$$

где $\Delta e_д = a_д \Delta n$ — смещение золотника из среднего положения под действием датчика (здесь $a_д$ — коэффициент пропорциональности, определяющий передаточное отношение от датчика частоты вращения к управляющему золотнику; Δn — отклонение частоты вращения от установившегося значения);

$\Delta e_и = a_п \Delta y_п$ — перемещение золотника под действием ИОС (здесь $a_п$ — передаточный коэффициент от приемного поршня изодрома к управляющему золотнику, определяемый соотношением плеч дифференциального рычага; $\Delta y_п$ — смещение приемного поршня изодрома из среднего положения).

Подставив в уравнение (40) выражение (9), получим уравнение динамики регулятора с усилителем, охваченным ИОС:

$$T'_с \frac{d(\Delta s)}{dt} + a_п \Delta y_п = a_д \Delta n. \tag{41}$$

Полученное уравнение имеет структуру, общую с уравнением регулятора (36), элементы которого охвачены ЖОС, однако отличается от последнего тем, что значение $\Delta y_п$ изменяется только в динамике, а к концу переходного процесса стремится к нулю.

При установившемся режиме ($\Delta y_п = 0$) золотник ИМ находится в среднем положении и выходное звено регулятора неподвижно. В динамике отклонение частоты вращения Δn от установившегося значения n_0 в начальный момент при $\Delta y_п = 0$ вызывает движение поршня с максимальной скоростью, а затем с пониженной по мере роста $\Delta y_п$, из-за действия ИОС. По мере перетекания масла через иглу изодрома

действие ИОС прекращается ($\Delta y_{\text{п}} \to 0$). Установившийся режим наступает после того, как исчезает отклонение параметра ($\Delta n = 0$) и прекращается движение звеньев регулятора [$d(\Delta s)/dt = 0$; $\Delta y_{\text{п}} \neq 0$].

В свою очередь движение приемного поршня изодрома в динамике определяется действием приведенных к нему сил. Если пренебречь силами инерции деталей изодрома, трением в его звеньях и внешним сопротивлением, то на приемном поршне действие возвратных пружин уравновешивается силой гидравлического сопротивления перетекания масла через дроссельный игольчатый клапан:

$$c_{\text{и}} \Delta y_{\text{п}} = K_{\text{и}} \left(f_{\text{з}} \frac{\Delta y_{\text{з}}}{\Delta t} - f_{\text{п}} \frac{\Delta y_{\text{п}}}{\Delta t} \right), \qquad (42)$$

где $c_{\text{и}}$ — приведенная жесткость пружин изодрома;
$K_{\text{и}}$ — коэффициент гидравлического сопротивления изодрома;
$f_{\text{з}}$, $f_{\text{п}}$ — площади задающего и приемного поршней изодрома;
$\frac{\Delta y_{\text{з}}}{\Delta t}$, $\frac{\Delta y_{\text{п}}}{\Delta t}$ — скорость движения задающего и приемного поршней изодрома в цилиндрах.

Коэффициент $K_{\text{и}}$ характеризуется силой, приходящейся на единицу объемного расхода масла через дроссельный клапан, и зависит от вязкости масла и проходного сечения клапана.

Перемещение задающему поршню изодрома передается от поршня ИМ и определяется соотношением

$$\Delta y_{\text{з}} = a_{\text{з}} \Delta s,$$

где $a_{\text{з}} = \frac{|B_2 K|}{|A B_2|}$ — передаточный коэффициент от ИМ к задающему поршню изодрома.

Разделив обе части уравнения (42) на $c_{\text{и}}$, а первое слагаемое правой части умножив и разделив на $f_{\text{п}}$, с учетом полученного значения $\Delta y_{\text{з}}$ и при переходе к бесконечно малым приращениям получим уравнение изодрома

$$\Delta y_{\text{п}} = T_{\text{и}} \beta' \frac{d(\Delta s)}{dt} - T_{\text{и}} \frac{d(\Delta y_{\text{п}})}{dt}, \qquad (43)$$

где $T_{\text{и}} = K_{\text{и}} \frac{f_{\text{п}}}{c_{\text{и}}}$ — постоянная времени изодрома (время изодрома);

$\beta' = \frac{f_{\text{з}}}{f_{\text{п}}} a_{\text{з}}$ — передаточный коэффициент действия ИОС.

Время изодрома $T_{\text{и}}$ — это время, за которое прекращается действие ИОС с постоянной начальной скоростью. В гидравлических и пневматических ИОС значение $T_{\text{и}}$ зависит от конструктивных соотношений изодрома и сопротивления потоку масла или воздуха через дроссель, а регулируется изменением проходного сечения дросселя.

Передаточный коэффициент β' действия ИОС определяется конструктивными соотношениями элементов гидравлической части изодрома ($f_{\text{з}}/f_{\text{п}}$) и механического звена ($a_{\text{з}}$). В некоторых регуляторах его значение можно подбирать изменением соотношения плеч рычагов механического звена, т. е. изменением величины $a_{\text{з}}$ (перемещением опоры B, см. рис. 34, *а*).

Уравнение изодромного регулятора можно получить совместным решением уравнений (41) и (43). Для этого предварительно из уравнения (41) определим $\Delta y_{\text{п}}$:

$$\Delta y_{\text{п}} = \frac{a_{\text{д}}}{a_{\text{п}}} \Delta n - T'_{\text{с}} \frac{1}{a_{\text{п}}} \frac{d(\Delta s)}{dt}.$$

Отсюда после дифференцирования получим:

$$\frac{d(\Delta y_{\text{п}})}{dt} = \frac{a_{\text{д}}}{a_{\text{п}}} \frac{d(\Delta n)}{dt} - T'_{\text{с}} = \frac{1}{a_{\text{п}}} \frac{d^2(\Delta s)}{dt^2}. \qquad (44)$$

Подставив значения уравнения (44) в (43), а затем (43) в (41), получим уравнение изодромного регулятора

$$T_{\text{и}} \frac{T'_{\text{с}}}{a_{\text{д}}} \frac{d^2(\Delta s)}{dt^2} + \frac{T'_{\text{с}}}{a_{\text{д}}} \frac{d(\Delta s)}{dt} + T_{\text{и}} \beta' \frac{a_{\text{п}}}{a_{\text{д}}} \frac{d(\Delta s)}{dt} = T_{\text{и}} \frac{d(\Delta n)}{dt} + \Delta n. \qquad (45)$$

Если регулятор обладает достаточно высоким быстродействием и большим значением коэффициента $a_{\text{д}}$, т. е. $T'_{\text{с}}/a_{\text{д}} \to 0$, то уравнение (45) примет вид

$$T_{\text{и}} \beta' \frac{a_{\text{п}}}{a_{\text{д}}} \frac{d(\Delta s)}{dt} = T_{\text{и}} \frac{d(\Delta n)}{dt} + \Delta n.$$

Проинтегрировав полученное выражение, определим зависимость перемещения Δs выходного звена регулятора от изменения регулируемого параметра Δn:

$$\Delta s = \frac{a_{\text{д}}}{\beta' a_{\text{п}}} \Delta n + \frac{a_{\text{д}}}{T_{\text{и}} \beta' a_{\text{п}}} \int_0^t \Delta n dt. \qquad (46)$$

Перейдя к относительным величинам, с учетом передачи движения от регулятора к РО уравнение (46) можно привести к виду

$$\mu = \pm k_{\text{св}} \left(\frac{k_{\text{д}}}{\beta k_{\text{и}}} \varphi + \frac{k_{\text{д}}}{T_{\text{и}} \beta k_{\text{и}}} \int_0^t \varphi dt \right), \qquad (47)$$

где $k_{\text{св}} = \pm a_{\text{св}} \frac{s_{\max}}{m_{\max}} = \pm \frac{\mu}{\mu_{\text{р}}}$ — относительный коэффициент связи регулятора с РО (здесь $\mu = \frac{\Delta m}{m_{\max}}$; $\mu_{\text{р}} = \frac{\Delta s}{s_{\max}}$ — относительные перемещения входного звена РО и выходного звена регулятора);

$k_д = a_д \frac{n_{max}}{e_{max}}$ — относительный коэффициент усиления датчика;

$\beta = \beta' \frac{s_{max}}{y_{п\,max}}$ — относительный коэффициент действия ИОС;

$k_и = a_п \frac{y_{п\,max}}{e_{max}}$ — относительный передаточный коэффициент от изодрома к управляющему золотнику;

$\varphi = \frac{\Delta n}{n_{max}}$ — относительное изменение регулируемого параметра,

или

$$\mu = \pm k_{св}\left(k_р \varphi + \frac{k_р}{T_и}\int_0^t \varphi dt\right), \qquad (48)$$

где $k_р = \frac{k_д}{\beta k_и}$ — коэффициент усиления регулятора.

В уравнениях (46), (47) и (48) первое слагаемое правой части характеризует пропорциональную составляющую регулирующего воздействия на ОР, а второе — интегральную, т. е. регулятор обеспечивает пропорционально-интегральный (ПИ) закон регулирования при ступенчатом изменении регулируемого параметра. Пропорциональное действие регулятора объясняется тем, что вначале ИОС работает как ЖОС, и это действие тем больше, чем выше значение $k_р$. По мере прекращения действия ИОС наблюдается интегральное действие регулятора. Причем за промежуток времени $T_и$ значение первоначального пропорционального действия регулятора $\mu = \pm k_{св} k_р \varphi$ удваивается, т. е. при $t = T_и$ получаем $\mu = \pm 2 k_{св} k_р = \varphi$. Поэтому время $T_и$ изодрома называют также временем удвоения.

Оптимальную настройку АСР с ПИ-регуляторами производят выбором определенных значений $k_р$ и $T_и$. Так, в АСР с устойчивым многоемкостным ОР для обеспечения апериодического процесса с минимальным временем регулирования следует подобрать $k_р = 0{,}6T/(\tau\, k_{св}\, k_{\mu})$; $T_и = 0{,}8\,\tau + 0{,}5T$, а колебательного — с 20%-ным перерегулированием $k_р = 0{,}7T/(\tau k_{св}\, k_{\mu})$; $T_и = \tau + 0{,}3\,T$. В АСР с неустойчивым многоемкостным ОР соответственно $k_р = 0{,}46\, T_а/(\tau k_{св})$; $T_и = 5{,}75\,\tau$; $k_р = 0{,}7\, T_а/(\tau k_{св})$; $T_и = 3\tau$. Отсюда следует, что с ростом $T_и$ и снижением $k_р$ до определенных пределов динамическая устойчивость АСР возрастает. Значение $k_р$ обычно подбирают путем изменения степени действия β изодромной обратной связи.

На рис. 34, *г*, *д* представлены графики переходных процессов АСР при ступенчатом сбросе нагрузки и различных настройках регуляторов. В первом случае иллюстрируется влияние β при $T_и = \text{idem}$, а во втором — влияние $T_и$ при $\beta = \text{idem}$. Из графика следует, что увеличение β и $T_и$ до определенных значений ведет к увеличению устойчивости АСР, т. е. уменьшаются колебательность и время переходного процесса, однако возрастает динамический заброс параметра. Причем при

изменении β наблюдается более значительное приращение динамического заброса, чем при изменении $T_и$. Исходя из этого для обеспечения максимальной устойчивости АСР при минимальном динамическом забросе настройку регулятора следует начинать с установки минимального значения β. Опору рычага AK (см. рис. 34, *а*) устанавливают в положение B_3 и постепенным прикрытием иглы изодрома (увеличением $T_и$) добиваются минимальной колебательности переходного процесса после нанесения ступенчатого возмущения. Прикрытие иглы изодрома выше значения, указанного в инструкции по эксплуатации регулятора, может привести к затягиванию переходного процесса из-за чрезмерного роста $T_и$ ($T_{и1}$ на рис. 34, *д*). В этом случае следует уменьшить значение $T_и$, увеличить β и прикрытием иглы изодрома процесс регулирования повторить.

Если по условиям эксплуатации необходимо увеличить динамическую устойчивость АСР при малом значении статической неравномерности, в регуляторах непрямого действия применяют *комбинированные обратные связи*, т. е. одновременно вводят ЖОС и ИОС. Так, в рассмотренном регуляторе силовую ЖОС можно ввести, передав обратное воздействие от движения поршня *2* исполнительного механизма через рычаг *FO* на регулировочный винт *9* датчика.

Положительную неравномерность АСР с установкой РО на стороне подвода ОР можно обеспечить введением в регулятор *отрицательной* ЖОС. Для этого необходимо шарнирную опору *10* сместить вдоль рычага *FO* в положение P_1. Тогда с уменьшением нагрузки при движении поршня *2* вниз через рычаг FOP_1 перемещается винт *9* и возрастает предварительное натяжение z_0 пружины *8*. Возрастает действие пружины *8* на муфту *11* и пропорционально ему смещается управляющий золотник *16* в сторону, противоположную действию датчика от изменения частоты вращения Δn:

$$\Delta e_ж = a_ж \Delta s,$$

где $\Delta e_ж$ — смещение золотника под действием ЖОС;
$a_ж$ — коэффициент пропорциональности действия ЖОС;
Δs — перемещение поршня ИМ.

Если опору *10* рычага *OF* установить в положение P_2, ЖОС станет *положительной*, т. е. ее действие будет направлено в сторону действия датчика от отклонения регулируемого параметра и будет вызывать дополнительное раскачивание регулятора. Уравнение регулятора, звенья которого охвачены ИОС и ЖОС, по аналогии с (41) примет вид

$$T_с' \frac{d(\Delta s)}{dt} + a_п \Delta y_и \pm a_ж \Delta s = a_д \Delta n. \qquad (49)$$

Перейдя к относительным величинам, можно определить регулирующее воздействие регулятора на РО по аналогии с уравнением (47):

$$\mu = \pm k_{св}\left(\frac{k_д}{\beta k_и}\varphi + \frac{k_д}{T_и \beta k_и}\int_0^t \varphi dt \pm \frac{k_д}{k_ж}\varphi\right). \qquad (50)$$

В уравнении (50) отражена комбинация *пропорционального* и *пропорционально-интегрального* (ППИ) законов регулирующего воздействия регулятора на РО. В динамике обе связи работают одновременно. Причем если ЖОС отрицательная, ее действие суммируется с ИОС, а устойчивость АСР в динамике возрастает, и наоборот. Если ЖОС положительная, повысить динамическую устойчивость АСР можно только действием ИОС, которая всегда выполняется отрицательной. К концу переходного процесса действие ИОС прекращается, а ЖОС сохраняется. Поэтому при установившихся режимах АСР будет поддерживаться заданная частота вращения со статической неравномерностью, которая будет положительной при отрицательной ЖОС (характеристика *11* на рис. 34, *в*).

Неравномерность будет тем выше, чем больше значение $k_{ж}$, т. е. чем дальше смещена опора *10* от оси *О* рычага *FO*. Действительно, с увеличением $k_{ж}$ при том же перемещении поршня ИМ возрастает дополнительная деформация пружины *8* и в бо́льших пределах изменяется сила ее действия на муфту *11*. Возвращение муфты в среднее положение возможно только при соответствующем изменении центробежной силы, действующей на грузы *7* от изменения установившихся значений частоты вращения Δn. Тогда при установившемся режиме уравнение динамики (50) превратится в уравнение статики, определяющее пропорциональный закон регулирования:

$$\mu = \pm k_{св} \frac{k_{д}}{k_{ж}} \varphi.$$

Настройку АСР с комбинированными обратными связями следует начинать с выбора действия ЖОС, определяющей нужное значение статической неравномерности, а затем добиваться динамической устойчивости настройкой ИОС.

ГЛАВА 2. КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

20. КЛАССИФИКАЦИЯ ПРИБОРОВ И ПОГРЕШНОСТЬ ИЗМЕРЕНИЯ

Контрольно-измерительные приборы позволяют контролировать работу звеньев СЭУ, давая информацию о значениях различных параметров. Такая информация необходима для управляющего воздействия в целях обеспечения надежной, экономичной и безаварийной работы СЭУ и судна в целом.

Особенностью КИП является то, что с их помощью определяют числовое значение контролируемого параметра $x = A/a$, показывающее, во сколько раз измеряемая величина A отличается от принятой для нее единицы измерений a. По способу получения числового значения параметра x различают прямые, косвенные и совокупные измерения.

Прямые измерения, получившие наибольшее распространение, заключаются в непосредственном сравнении измеряемой величины с ее мерами при помощи измерительных приборов, градуированных в единицах измерения данной физической величины. Так, давление измеряют манометром, разность давлений — дифманометром, температуру — термометром, частоту вращения — тахометром, массу — весами и т. д. В таком КИП для визуального определения результата измерения служит обычно шкала с делениями, расстояние между которыми соответствует определенному статическому приращению значения измеряемой величины.

Косвенные измерения заключаются в определении значения измеряемой величины путем математической обработки прямых измерений нескольких величин, связанных с искомой определенной зависимостью. Например, для определения среднего индикаторного давления p_i в цилиндре двигателя прямыми измерениями с помощью планиметра находят площадь f индикаторной диаграммы, линейкой измеряют ее длину l, а затем, зная масштаб M пружины индикатора, вычисляют индикаторное давление: $p_i = \frac{f}{lM}$.

Определив прямым измерением частоту вращения n вала двигателя, находят индикаторную цилиндровую мощность:

$$N_i = Kp_i n,$$

где K — постоянная цилиндра данного двигателя.

Косвенные измерения применяют в случаях, когда искомую величину невозможно или сложно измерить непосредственно, а также если косвенные измерения дают более точный результат, чем прямые.

Совокупные измерения заключаются в определении значения измеряемой величины путем вычисления по результатам прямых измерений одной или нескольких величин, выполненных при различных условиях эксперимента. Например, мощность ДВС определяют при различных подаче топлива и частоте вращения вала.

Функционально КИП представляет собой последовательно соединенные ЧЭ, СУ и показывающий прибор. Конструктивно звенья КИП могут быть скомпонованы вместе либо разнесены и сообщены между собой соединительными связями. Связи между датчиками и показывающими приборами могут быть сложными, с включением различных преобразователей, усилителей или счетных устройств.

Выходными звеньями КИП являются стрелочные показывающие приборы со шкалами,градуированными в единицах измеряемого параметра, цифровые индикаторы электронных систем контроля и автоматически записывающие устройства.

Точность измерительного прибора характеризуется степенью достоверности результатов измерений и оценивается по наибольшей допускаемой погрешности $\pm\Delta A$:

$$\Delta A = A_2 - A_1,$$

где A_2 — действительное значение измеряемой величины, определяемое по образцовому прибору;
A_1 — показания испытуемого прибора.

Чем меньше абсолютное значение этой погрешности, тем больше точность прибора и выше класс его точности.

Класс точности прибора определяется отношением наибольшего значения абсолютной погрешности к предельному или верхнему α_{max} значению шкалы прибора, %: $\delta_{пр} \frac{\Delta A}{\alpha_{max}} 100$.

Например, электроизмерительные приборы подразделяют на классы от 1 до 4. Более грубым прибором класс точности не присваивается. Класс прибора обозначают на шкале цифрой, обведенной окружностью. В зависимости от точности измерений приборы делят на образцовые и рабочие: *образцовые* служат эталонами измерений, а также их используют для проверки и градуировки рабочих, *рабочие* — для практических измерений.

Существуют *лабораторные* приборы, в которых предусмотрено внесение поправок к показаниям в процессе измерений, и более грубые — *технические*.

Все КИП классифицируют по назначению в зависимости от рода измеряемого параметра и по способу показаний величин.

21. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ

В энергетической установке судна для измерения давления применяют манометры, напоромеры и вакуумметры, а для измерения перепада давлений — дифференциальные манометры (дифманометры).

В *трубчатом манометре* (рис. 35) чувствительным элементом является трубчатая пружина (трубка Бурдона) *3*. Свободный конец трубки тягой *8* соединен с зубчатым сектором *2*, входящим в зацепление с шестерней *4*, на оси которой закреплена стрелка *7* прибора. Изменение давления среды, подводимой к ниппелю *1*, вызывает движение свободного конца трубки *3* и через передачу — однозначное перемещение стрелки *7*, показывающей на шкале прибора *6* значение измеряемого давления. Спиральная часовая пружина *5*, жестко соединенная одним концом с осью стрелки, а другим — с корпусом манометра, обеспечивает непрерывный контакт в сочленениях передаточного механизма,исключая влияние зазоров на показания прибора.

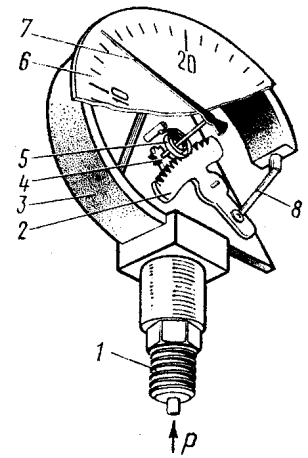


Рис. 35. Трубчатый манометр

Для измерения малых давлений (разрежений) применяют жидкостные и мембранные манометры (тягомеры).

Простейший *жидкостный манометр* (рис. 36, *а*) состоит из U-образной стеклянной трубки *1*, закрепленной на планке *2* со шкалой, градуированной в миллиметрах. В зависимости от предельных значений измеряемого давления (разрежения) трубку заполняют водой либо ртутью. Оба конца трубки сообщают с атмосферой и наливают наполнитель до тех пор, пока мениски в обоих коленах не совместятся с нулевой риской шкалы. Затем один из концов трубки гибким шлангом соединяют с измеряемой средой. Разность уровней h наполнителя манометра на шкале показывает давление в миллиметрах водяного или ртутного столба.

В мембранном манометре (рис. 36, *б*) чувствительным элементом является спаянная из двух упругих гофрированных мембран коробка *12*, во внутреннюю полость которой по трубке *10* подводится измеряемая среда. Центр нижней мембраны жестко закреплен в корпусе, а центр верхней может перемещаться, передавая движение через шток *11*, рычаги *6* и ось *7* стрелке *4*. Сила, действующая на мембраны от перепада давлений окружающего воздуха и измеряемой среды, уравновешивается силами упругости мембран и пластинчатой пружины *13*. При изменении давления измеряемой среды нарушается равновесие сил, вызывая перемещение мембраны и стрелки, которая, двигаясь вдоль шкалы, показывает значение параметра. По мере роста давления в полости мембранной коробки пружина *13* становится на упоры *5* кронштейна *3*, и ее приведенная жесткость изменяется, что обеспечивает линейную зависимость перемещения стрелки от приращения давлений. Вращением винта *9* стрелка прибора устанавливается на «0» при отсутствии давления среды. Спиральная часовая пружина *8* обеспечивает непрерывный контакт в подвижных соединениях, исключая погрешность показаний прибора из-за зазоров.

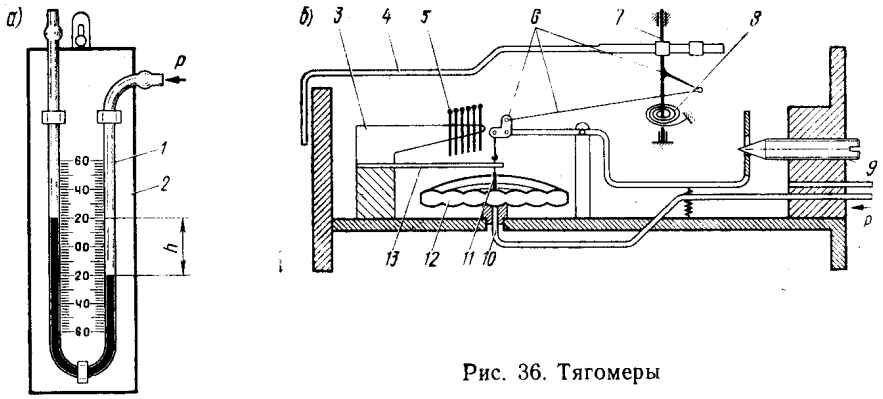


Рис. 36. Тягомеры

Дифманометр (рис. 37) применяют для одновременного измерения двух значений давления и разности между ними. Чувствительным элементом являются две трубчатые пружины: пружина 5 припаяна к ниппелю *7* и через зубчатый сектор воздействует на стрелку *4*, а пружина *6* припаяна к ниппелю *1* и через зубчатый сектор воздействует на подвижную шкалу. *2*. К ниппелю *1* подводится меньшее давление p_2, вызывая разворот подвижной шкалы, нулевая риска которой указывает на неподвижной шкале *3* измеряемое значение. К ниппелю *7* подводится большее давление p_1, вызывая разворот стрелки *4*, которая показывает давление по неподвижной шкале *3* и разность значений измеряемых давлений по шкале *2*.

Контактный манометр (рис. 38) является одновременно измерительным прибором и сигнализатором. Кроме основной контрольной стрелки *2*, показывающей давление по шкале *3*, имеются дополнительные стрелки *1* и *4* с подвижными контактами для уставок контроля соответственно нижнего и верхнего пределов давления. При снижении давления до значения уставки стрелки *1* контрольная стрелка *2* замыкает электрическую цепь контактной группы *AB*, а при повышении давления до значения уставки стрелки *4* — цепь контактной группы *BC*. Пределы давлений срабатывания прибора настраивают установкой дополнительных стрелок *1* и *4* по шкале *3*, а их разность определяет ширину зоны нечувствительности, т. е. дифференциал давлений $\Delta p_{диф}$. Если контрольная стрелка находится в пределах этой зоны, контактные группы разомкнуты и информация о предельных значениях параметра отсутствует.

Реле давления (рис. 39) выполняет аналогичные функции и может переключать электрические цепи при давлении выше или ниже заданного. Среда под давлением *p* подводится к реле и действует на донышко сильфона *16*, создавая усилие, направленное вверх. Для уравновешивания этой силы предусмотрена весовая система с угловым рычагом *15*, свободно сидящим на оси *O*. Вертикальный конец этого рычага воздействует на микропереключатель *10*, а горизонтальный воспринимает

усилия от сильфона и усилия, вызванные непосредственным действием пружин основной *8* и дополнительной *4* через траверсу *18*.

В реле давления РД13 II обе пружины работают на сжатие и при низком давлении *p* пружина *4* прижимает траверсу через упор *III* к упору *II* планки *19*, а пружина *8* прижимает рычаг *15* к упору *V*. При увеличении давления сила, действующая на сильфон, преодолевает силу действия пружины *8*, вызывая разворот углового рычага. После того, как давление достигнет некоторого значения p_{min}, рычаг становится на упор *IV*, и в работу вступает дополнительная пружина *4*. С дальнейшим ростом давления угловой рычаг, преодолевая суммарное действие пружин, перемещает траверсу *18* и шток микропереключателя *10*. При давлении p_{max} в микропереключателе цепь *FK* размыкается, а цепь *FL* замыкается, т. е. давление срабатывания реле в этом случае

$$p_{max} = p_{зд} + \Delta p_{диф},$$

где $p_{зд}$ — давление уставки задания, определяемое действием основной пружины;

$\Delta p_{диф}$ — приращение давления, определяемое действием дополнительной пружины и значением «мертвого хода» микропереключателя.

Микропереключатель устроен таким образом, что для резкого переключения его контактов из одного положения в другое требуется некоторое перемещение кнопки, называемое «мертвым ходом» и определяющее собственный дифференциал микропереключателя.

В случае $p_{min} = p_{зд}$ после того, как траверса станет на упор *II*, действие пружины *4* прекращается, и при движении рычага *15* с упора *IV* выбирается «мертвый ход» микропереключателя, цепь *FK* вновь замыкается, а цепь *FL* размыкается.

Следовательно, в рассмотренном реле минимальное давление p_{min} срабатывания зависит только от действия основной пружины и не зависит от действия дополнительной. Такие реле обычно применяют в си-

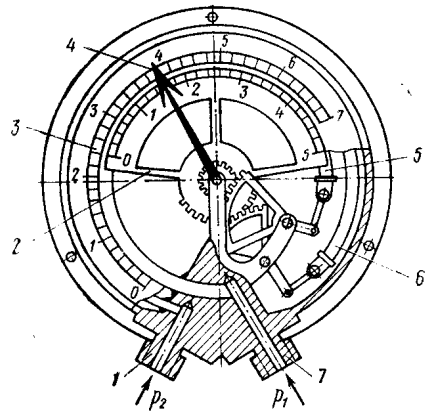


Рис. 37. Дифференциальный манометр

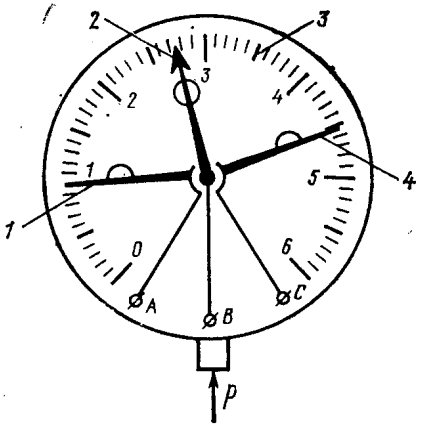


Рис. 38. Контактный манометр

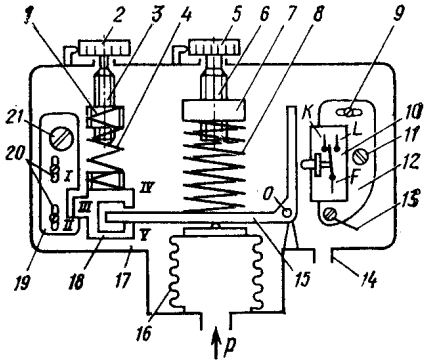


Рис. 39. Реле давления РД13

стемах управления, контроля и защиты, где основным является нижний предел давления p_{min}. На это давление реле настраивают вращением маховика *5* и винта *6*, по которому перемещается гайка *7*, изменяющая натяжение пружины *8*. Изменение зоны нечувствительности $\Delta p_{диф}$ прибора, а следовательно, настройку на максимальное давление p_{max} срабатывания производят вращением маховика *2* и винта *3*, по которому перемещается гайка *1*, изменяющая натяжение пружины *4*.

Четкость срабатывания реле зависит от взаимного расположения микропереключателя *10* и планки *19*. Положение микропереключателя регулируют разворотом крепежной планки *12* относительно винта *13* при вращении винта *11* с эксцентрической головкой (предварительно слегка отвернув крепежный винт *9*). Для смещения планки *19* ослабляют крепежные винты *20* и поворачивают винт *21* с эксцентрической головкой. Настройку можно выполнять при отсутствии давления, подняв левый конец рычага *15* отверткой. При страгивании траверсы с упора *II* микропереключатель должен срабатывать в одну сторону, а при отходе рычага *15* от упора *IV* — в другую. Для окончательного регулирования смещают планку *19* с последующим обжатием винтов *20*.

В случае если минимальное давление срабатывания отличается от заданного, определяемого по шкале маховика *5*, ослабляют крепежные винты маховика и, развернув его, совмещают соответствующую риску шкалы с указателем. Аналогично корректируют уставку $\Delta p_{диф}$ по шкале маховика *2*.

Соединительный кабель подведен к реле *17* через сальник *14*, а через выводы *F* и *K* подсоединен к микропереключателю. В случае необходимости (по условиям работы электрической схемы) можно использовать размыкающие контакты *FL* микропереключателя.

В системах с основным верхним пределом давления p_{max} (например, в системах защиты и контроля) обычно устанавливают реле давления, в котором сила действия дополнительной пружины вычитается из силы действия основной. Так, в реле давления РД13III, имеющем такую же конструкцию, что и реле РД13II, дополнительная пружина *4* работает на растяжение и ее действие на рычаг *15* через упор *V* траверсы *18* направлено вверх. При росте давления до значения p_{min} угловой рычаг разворачивается, и, как только упор *III* траверсы станет на упор *I* планки *19*, действие дополнительной пружины *4* на рычаг *15* прекращается. При дальнейшем увеличении давления ($p_{max} = p_{зд}$) появляется зазор между упором *V* траверсы и рычагом *15*, который воздействует на микропереключатель, разрывающий цепь *FK* и

замыкающий цепь *FL*. Обратное срабатывание микропереключателя происходит при снижении давления на значение $\Delta p_{диф}$ после того, как рычаг *15* станет на упор *V* траверсы. Между упорами *I* и *III* появляется зазор и вступает в работу дополнительная пружина, т. е. при давлении

$$p_{min} = p_{зд} - \Delta p_{диф}.$$

Конструктивной особенностью реле давления РД13III является разное направление резьбы винтов *3* и *6*.

22. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ РАСХОДА ЖИДКОСТИ И ГАЗА

Расходомеры. Приборы, служащие для определения мгновенных значений расхода жидких и газообразных сред, называются *расходомерами*.

В дроссельных измерителях чувствительным элементом является диафрагма (рис. 40, *а*) или труба Вентури (рис. 40, *б*), где происходит падение давления потока. Тогда по перепаду давлений $\Delta p = p_1 - p_2$ из уравнения (12) косвенно (расчетным путем) можно определить объемный расход среды в единицу времени:

$$W = Kf\sqrt{\Delta p},$$

где K — коэффициент пропорциональности;
f — площадь проходного сечения дросселя.

Значение K зависит от плотности среды и расходных характеристик дросселя. Определяют коэффициент опытным путем либо по специальным таблицам и графикам, прилагаемым в комплекте к дроссельному ЧЭ.

Для прямого измерения расхода среды перепад давлений измеряют жидкостным либо механическим дифманометром, шкала которого градуирована в единицах расхода.

Ротаметр (рис. 40, *в*) — это дроссельный расходомер, состоящий из конической стеклянной трубки со шкалой и подвижным поплавком внутри. При установившемся режиме вес поплавка уравновешивается силой потока среды с перепадом давлений $\Delta p = p_1 - p_2$, действующим на его площадь, и поплавок удерживается в трубке на высоте h. При различных установившихся расходах среды значение Δp сохраняется неизменным, а площадь f проходного ка-

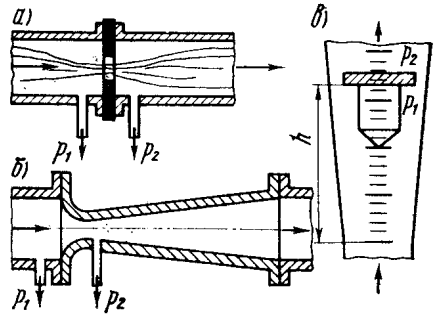


Рис. 40. Дроссельные измерители расхода жидкости и газа

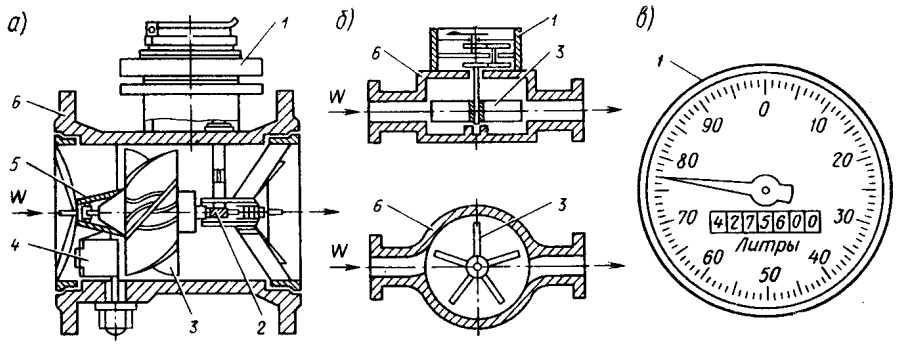


Рис. 41. Скоростные счетчики расхода жидкости

нала между трубкой и поплавком и высота подъема поплавка меняются. А как следует из уравнения (12), расход W среды пропорционален значению f и однозначно характеризуется высотой h подъема поплавка, являющейся выходным параметром ротаметра.

Счетчики расхода. Приборы, которые служат для определения суммарного протока количества вещества, называются счетчиками расхода.

В скоростных измерителях (*анемометрических*) чувствительным элементом является спиральная или крыльчатая вертушка (рис. 41, *а*, *б*), вращаемая набегающим потоком с частотой, пропорциональной расходу жидкой среды. Принцип действия таких измерителей одинаков.

В корпусе *6* измерителя (см. рис. 41, *а*) ось спиральной вертушки *3* совпадает с направлением потока среды. Вращение вертушки передается через винтовые шестерни *2* и редуктор счетному механизму *1* стрелочного, дискового либо комбинированного типа. Для определения количества жидкости, прошедшей через прибор, необходимо записать показание счетчика (рис. 41, *в*) до ее пропускания и вычесть это значение из показаний после пропускания. Чтобы исключить погрешности измерения из-за завихрений потока, в корпусе на входе установлен струевыпрямитель *5* с лопастями, направляющими поток вдоль оси прибора. Поворотная лопасть *4* служит для регулирования показаний счетчика в соответствии с действительным расходом среды.

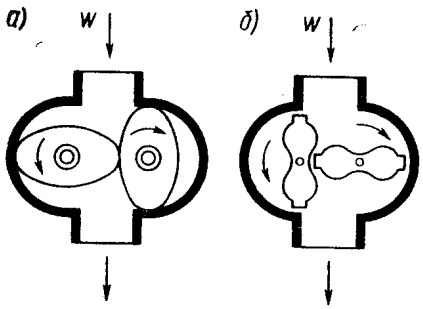


Рис. 42. Объемные счетчики расхода жидкости

Для измерения малых расходов (до 3,5 м³/ч) применяют измеритель с крыльчатой вертушкой (см. рис. 41, *б*), ось которой перпендикулярна оси потока среды.

В объемном шестеренном измерителе жидких сред ЧЭ состоит из двух овальных шестерен (рис. 42, *а*), вращающихся в камере под действием давления движущегося потока. За полный оборот шестерен через камеру проходит количество жидкости, равное объему между шестернями и цилиндрическими частями камеры. Тогда суммарный расход жидкости пропорционален числу оборотов шестерни и определяется по счетчику, который связан с ней осью.

Аналогично работает *объемный ротационный счетчик* (рис. 42, *б*), в котором шестерни заменены вращающимися роторами с поперечным сечением в виде восьмерки.

23. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ УРОВНЯ ЖИДКОСТИ

Устройство и принцип действия основных ЧЭ измерителей уровня, применяемых в СЭУ, описаны в § 4. В системах автоматического контроля уровня выходной параметр ЧЭ преобразуется в сигнал, удобный для дистанционной передачи.

Дистанционный указатель уровня с мембранным чувствительным элементом 1 (рис. 43) применяют в судовых паровых котлах. Изменение уровня Δh приводит к пропорциональному перемещению выходного рычага *2* и связанного с ним движка реохорда *R1*, включенного в измерительную цепь логометра *5*.

Принцип действия логометра основан на измерении сопротивления мостовой схемой с температурной компенсацией. Подвижная часть логометра состоит из двух скрещенных под углом рамок с катушками индуктивности, обладающими активными сопротивлениями *R4* и *R5*, ток к которым подводится через спиральные волосковые пружины. На оси рамок закреплена стрелка *7*, перемещающаяся вдоль шкалы *6* прибора. Рамки вращаются между сердечником *8* и полюсами *N* и *S* постоянного магнита в пространстве, где напряженность магнитного поля различна из-за переменного воздушного зазора магнитной системы. Ток от стабилизированного источника питания разветвляется в точке *A* и идет по цепям с сопротивлением $R3+R5$ и $R1+R2+R4$. Проходя по рамкам, ток создает вокруг них магнитные поля, которые взаимодействуют с полем постоянного магнита, образуя два вращающих момента. Рамки включены таким образом, что эти моменты направлены навстречу друг другу и один из них является вращающим, а дру-

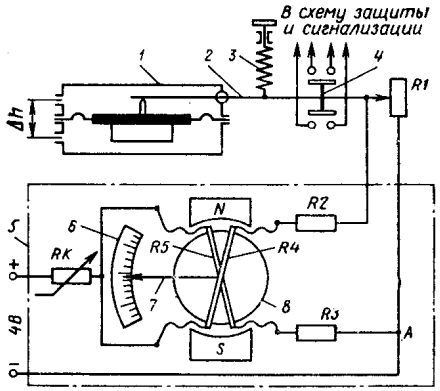


Рис. 43. Схема мембранного логометрического измерителя уровня

гой — противодействующим. При установившемся режиме моменты от взаимодействия полей уравновешены и рамка неподвижна.

При смещении движка реохорда изменяются сопротивление *R1* и сила тока в цепи, нарушается равновесие моментов сил, под действием разности которых происходит разворот рамки и стрелки. В результате рамка с большим током смещается в область слабого магнитного поля, а с меньшим током — в область сильного магнитного поля постоянного магнита. По мере разворота рамок равенство моментов восстанавливается и движение прекращается. В рассмотренном измерителе изменение Δh уровня вызывает пропорциональное смещение движка реохорда, изменение сопротивления $\Delta R1$ его плеча и перемещение стрелки прибора.

Сопротивление *RK* изменяется при изменении температуры окружающей среды и компенсирует ее влияние на показания логометра.

Соответствие между значением уровня по водомерному стеклу котла и показанием логометра регулируют изменением предварительного натяжения настроечной пружины *3* датчика. При предельном снижении или повышении уровня якорь *4*, закрепленный на рычаге *2*, замыкает контакты цепей защиты и сигнализации, вызывая их срабатывание. Настройку на предельные значения уровня производят изменением зазоров между якорем и контактами — смещением последних.

Дистанционный емкостный измеритель применяют для измерения уровня жидкости в цистернах и танках. Рассмотрим его упрощенную принципиальную схему (рис. 44). Датчик уровня представляет собой конденсатор $C_д$, одной обкладкой которого является поверхность стенок металлического резервуара *1*, а другой — поверхность проводника зонда *2*, вертикально закрепленного в резервуаре. Проводник зонда помещен в герметичную изоляционную оболочку из фторопласта. Емкость конденсатора $C_д$ зависит от уровня жидкости в резервуаре, складываясь из емкости части датчика, расположенной выше поверхности жидкости, *C1* и ниже ее — *C2*. Жидкость и воздух либо смесь газов над ее поверхностью обладают различными диэлектрическими свойствами, однако суммарная емкость $C_д = C1 + C2$ линейно зависит от уровня жидкости и является выходным параметром датчика.

Принцип действия измерительной части прибора основан на мостовом методе измерения емкости $C_д$. С блока питания *БП* питание подается на генератор высокой частоты *ГВЧ*, от которого ток высокой частоты поступает в катушки индуктивности *L1* и *L2*. От этих катушек индуцируются высокочастотные колебания в катушках *L3* и *L4*, образующих два плеча моста переменного тока. Другие два плеча образованы конденсаторами $C_д$ и *C3*. В диагональ моста подается переменный высокочастотный ток, который выпрямляется диодом *VD1* и через резистор *R1* идет на миллиамперметр (показывающий прибор) *mA*. Шкала прибора градуирована в единицах уровня либо в процентах. Для установки стрелки на «0» при нулевом уровне жидкости в резервуаре предусмотрена подача тока на прибор в обратном направлении от

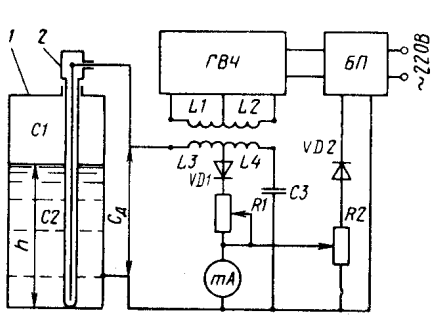


Рис. 44. Схема емкостного измерителя уровня

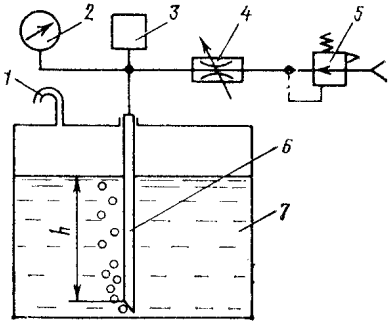


Рис. 45. Пневмеркаторная система измерения уровня

БП через переменный резистор *R2*, позволяя свести к нулю результирующий ток прибора.

При повышении уровня жидкости в резервуаре изменяется емкость конденсатора $C_д$, нарушается равновесие токов и стрелка показывающего прибора отклоняется на расстояние, пропорциональное их разности. Несоответствие показаний прибора при максимальном уровне корректируют переменным резистором *R1* с последующей установкой нуля резистором *R2*.

При смене сорта жидкости в резервуаре измеритель необходимо корректировать. В случае вязких сред наблюдается «облипание» зонда, что приводит к увеличению погрешностей измерения. Для устранения этого следует зонд периодически очищать.

Пневмеркаторные системы (рис. 45) широко распространены для измерения уровня жидкости в балластных и топливных танках. Роль ЧЭ измерителя выполняет вертикальная труба *6*, нижним свободным концом установленная вблизи днища танка *7*. Через стабилизатор *5* давления воздуха и дроссель *4* к верхнему концу трубы подводится сжатый воздух. Жидкость вытесняется из трубы воздухом, который в виде пузырьков поднимается на поверхность и отводится через трубку *1* в атмосферу. При постоянной плотности ρ жидкости давление $p_в$ воздуха в трубе *6* однозначно характеризует уровень *h* жидкости в танке, т. е. $p_в = h\rho g$. Это давление измеряется манометром *2* со шкалой, градуированной в единицах уровня.

Шкала каждого прибора градуируется для определенной плотности жидкости с указанием ее значения. Для измерения уровня в топливно-балластных танках прибор может быть снабжен двумя шкалами, по одной из которых определяют уровень топлива, по другой — воды. Точность измерения зависит от различия плотностей жидкости, заполняющей цистерну, и той, на которую рассчитан прибор, а также от интенсивности движения потока воздуха через трубу *6*. Подачу воздуха регулируют настройкой СДВ. Она должна быть минимальной (выход

1—3 пузырька воздуха в секунду) при максимальном уровне жидкости в танке. Информацию о максимальном уровне можно получить установкой сигнализатора *3* максимального давления.

24. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ

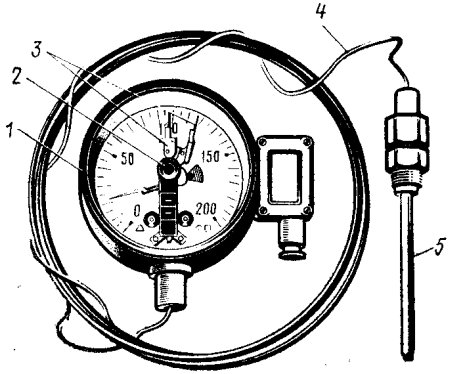
Устройство и принцип действия основных ЧЭ измерителей температуры рассмотрены в § 2.

Дистанционный манометрический контактный термометр (рис. 46) состоит из термобаллона *5*, капиллярной трубки *4* и пружинного манометра *1*, шкала которого градуирована в градусах Цельсия. Изменение температуры среды, омывающей термобаллон, вызывает деформацию трубчатой пружины манометра и перемещение указательной стрелки вдоль шкалы. В термометрах с жидкостным или газовым наполнителем шкала прибора равномерная, а с парожидкостным — неравномерная.

Контактные термометры содержат контактные группы, замыкающие цепи систем защиты и сигнализации при достижении предельных значений температуры. Уставка предельных значений производится установкой по шкале дополнительных стрелок *3* на верхний и нижний пределы поворотом штифта *2* специальным ключом.

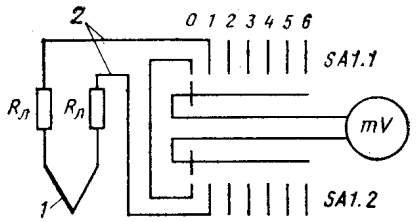
Термоэлектрический измеритель температуры в СЭУ применяют для измерения температуры уходящих газов ДВС, газовых турбин, котлов и перегретого водяного пара. Принципиальная схема многоточечного термоэлектрического измерителя с ручным переключением каналов приведена на рис. 47. Термопары *1* через подгоночные резисторы (катушки) $R_л$, соединительные (компенсационные) провода *2* и сдвоенный переключатель *SA1* подсоединяются к милливольтметру *mV*, шкала которого градуирована в градусах Цельсия.

При изменении температуры горячего спая термопары изменяются термо-э.д.с. и показания милливольтметра. В милливольтметр встроен биметаллический спиральный корректор для автоматического введения поправки от влияния температуры окружающей среды. Одним



◀ Рис. 46. Дистанционный манометрический контактный термометр

Рис. 47. Схема термоэлектрического измерителя температуры



концом спираль связана с рукояткой корректора, выведенной на лицевую панель прибора, а другим — с подвижной токовой рамкой милливольтметра. При изменении температуры окружающей среды спираль, скручиваясь, изменяет силовое воздействие на рамку, компенсируя силовое воздействие магнитного поля от изменения термо-э. д. с. Для оценки правильности работы корректора необходимо шунтировать цепь милливольтметра, установив переключатель *SA1* в нулевое положение, и сравнить показание прибора со значением действительной температуры, определенным по ртутному контрольному термометру. В случае несоответствия следует, повернув рукоятку корректора, установить по шкале милливольтметра истинное значение температуры окружающей среды.

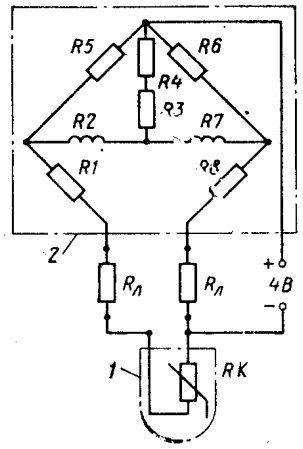


Рис. 48. Схема логометрического термометра сопротивления

Точность показаний в значительной степени зависит от сопротивления соединительных проводов *2*, которое при первоначальном монтаже и настройке прибора регулируют подгоночными катушками $R_л$, добиваясь значения, указанного в инструкции. Погрешность измерения возможна вследствие окисления контактов переключателя, которые периодически необходимо зачищать.

Логометрический термометр сопротивления (рис. 48) состоит из датчика *1* с терморезистором *RK* и логометра *2*, соединенных между собой соединительными проводами через подгоночные резисторы $R_л$.

В логометр входит мостовая схема измерения сопротивления со сложной температурной компенсацией, принцип действия которой рассмотрен по упрощенной схеме в § 23.

При изменении температуры среды, в которую помещен датчик *1*, изменяется сопротивление терморезистора *RK* и происходит пропорциональный разворот рамок *R2* и *R7* со стрелкой прибора.

Для исключения влияния внешних магнитных полей в СЭУ термометры сопротивления включают по трехпроводной схеме. Точность показаний в значительной степени зависит от сопротивления соединительных линий, которое регулируют с помощью подгоночных резисторов $R_л$, добиваясь значения, указанного в инструкции прибора и на его шкале

25. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ

Тахометры. По принципу действия тахометры делят на механические, магнитоиндукционные, электрические и электронные.

В механическом центробежном стационарном тахометре (рис. 49,*а*) чувствительным элементом является кольцо *4* на оси *7*, проходящей че-

рез приводной валик *5*. Кольцо нагружено спиральной пружиной *6* и связано с подвижной муфтой *1*. Муфта через промежуточное кольцо и зубчатую рейку *2* входит в зацепление с шестерней, на оси которой закреплена стрелка *3*, движущаяся вдоль шкалы прибора (градуирована в единицах измерения частоты вращения). Тахометр закреплен неподвижно, а вал *5* приводится во вращение через передачу от вала двигателя.

При установившемся режиме центробежная сила, действующая на вращающееся кольцо *4*, уравновешивается силой действия спиральной пружины, и стрелка тахометра неподвижна. При изменении частоты вращения вала равновесие сил нарушается, вызывая разворот кольца относительно оси *7* на угол α и соответствующий разворот стрелки *3* прибора. Механические центробежные измерительные приборы обладают нелинейной статической характеристикой, поэтому их шкала неравномерная.

Механическим центробежным тахометром типа ИО-10 (рис. 49, *б*) производят периодический контроль частоты вращения и проверку стационарных тахометров вручную, прижимая наконечник *8* приводного вала тахометра к торцу вращающегося вала механизма либо двигателя. В корпус *11* встроен редуктор с переключающим устройством, позволяющий менять передаточное отношение от наконечника *8* к чувствительному элементу для измерения в пяти диапазонах частоты вращения от 25 до 10 000 об/мин.

Переключают редуктор и устанавливают указатель *9* путем перемещения вдоль оси наконечника приводного вала при нажатой кнопке *10*. В зависимости от установленного диапазона частоты вращения показания прибора определяют по одной из двух шкал.

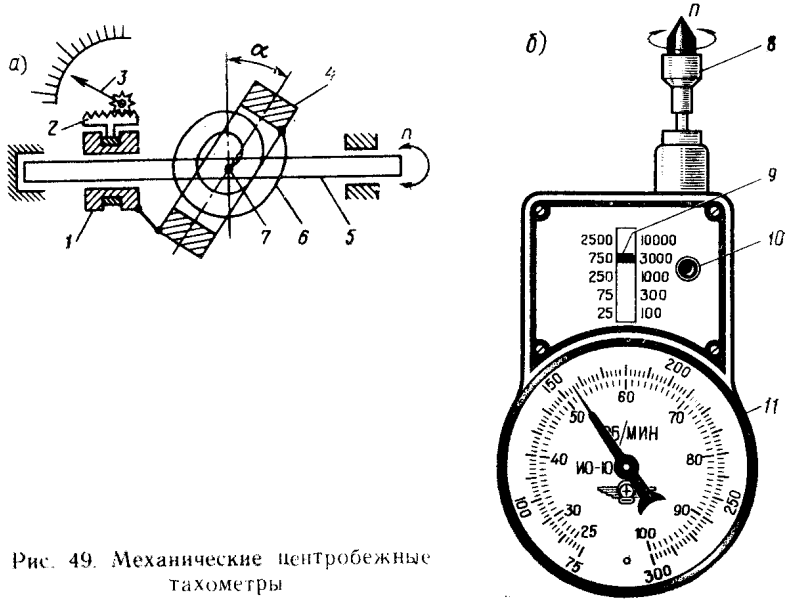


Рис. 49. Механические центробежные тахометры

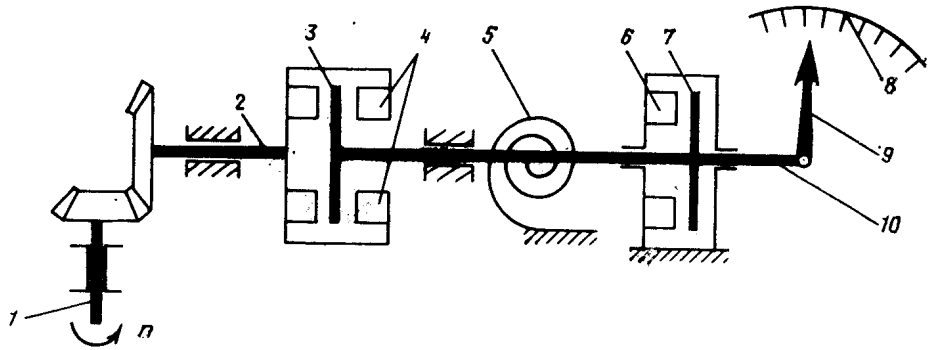


Рис. 50. Схема действия магнитоиндукционного тахометра ТМ1

Магнитоиндукционный тахометр имеет равномерную шкалу. В тахометре ТМ1 (рис. 50) вращение от приводного вала *1* через конические шестерни и вал *2* передается ротору с постоянными магнитами *4*, между которыми на оси *10* находится алюминиевый диск *3*. Под действием вращающегося поля магнитов в диске индуцируется электрический ток, создающий свое магнитное поле. Сила взаимодействия магнитных полей уравновешивается силой действия волосковой пружины *5*, один конец которой закреплен на оси *10*, а другой — в корпусе прибора. Пропорционально частоте вращения приводного вала *1* изменяются действующие силы, разворот диска *3*, оси *10* и жестко связанной с ней стрелки *9* вдоль шкалы *8*.

В прибор вмонтирован магнитоиндукционный успокоитель, состоящий из алюминиевого диска *7*, закрепленного на валу *10*, и неподвижной системы с постоянными магнитами *6*. При движении в диске *7* индуцируется ток и создается магнитное поле, взаимодействующее с полем постоянных магнитов. А так как сила взаимодействия этих полей направлена в сторону, противоположную движению диска, то происходит торможение его движения и колебаний стрелки прибора.

В дистанционных магнитоиндукционных тахометрах вал *2* может быть приведен во вращение через сельсинную связь.

Электрические тахометры служат для дистанционного контроля направления и частоты вращения валов. В тахометре К16 (рис. 51) тахогенератор *3* постоянного тока, приводимый во вращение от вала через цепной привод *2*, является датчиком частоты вращения вала *1*. К датчику может быть подключено до восьми показывающих приборов *4* (вольтметров постоянного тока, шкалы которых градуированы в единицах измерения частоты вращения). Передаточное отношение от вала *1* к датчику определяется соотношением числа зубьев звездочек цепного привода и должно быть таким, чтобы номинальные частоты вращения вала и якоря датчика совпадали. Если при номинальной частоте вращения вала напряжение, вырабатываемое датчиком, не равно 30 В±

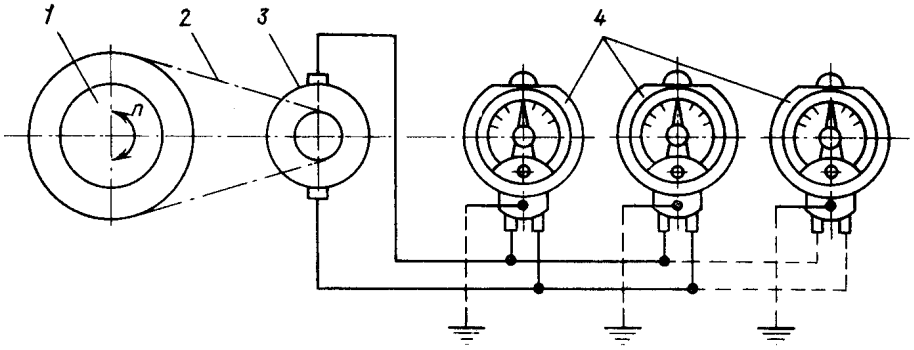


Рис. 51. Схема действия электрического тахометра К16

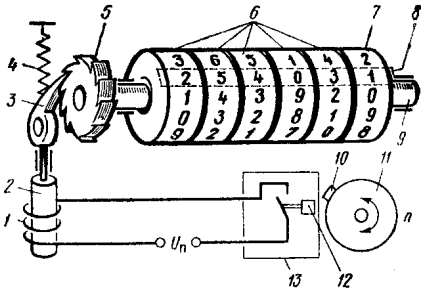


Рис. 52. Электромеханический счетчик оборотов

$\pm 0{,}1$ В, то необходимо корректировать положение магнитного шунта. При правом и левом вращении якоря с номинальной частотой разность напряжений не должна превышать 0,1 В. В противном случае необходимо корректировать нейтральное положение траверсы щеткодержателей.

Счетчики оборотов. Для суммирования числа оборотов вала двигателя или механизма применяют специальные счетчики. Упрощенная принципиальная схема *дистанционного электромеханического счетчика* представлена на рис. 52. На валу *9* жестко закреплены храповое колесо *5* и цифровой барабан *7*, а цифровые барабаны *6* свободно насажены на вал. Барабаны кинематически соединены между собой так, что при полном обороте каждого из них соседний слева разворачивается на $^1/_{10}$ оборота. На каждый барабан нанесены цифры от 0 до 9. Таким образом обеспечивается десятичная система отсчета. Число читается в рамке прибора *8*. Колесо *5* входит в зацепление с храповиком *3*, который в одну сторону перемещается под действием пружины *4*, а в другую — якорем *2* электромагнитной катушки *1*. Катушка получает питание $U_п$ от сети через герметичные контакты выключателя *13*. В выключателе на пластинчатой пружине с контактом закреплен постоянный магнит *12*. Выключатель крепится к корпусу двигателя таким образом, чтобы между якорем *12* и стальным штифтом *10* вала *11* был установлен зазор, обеспечивающий притягивание якоря и замыкание цепи питания катушки *1*.

Широко распространены *магнитоуправляемые контакты* (герконы). Прибор представляет собой две тонкие пермалоевые пластины с небольшим зазором между концами, впаянные в стеклянную колбу, из которой выкачан воздух (в некоторых приборах колбу заполняют инертным газом). При появлении вблизи геркона магнитного поля постоянного или электрического магнита происходит взаимное притягивание (прогиб) пластин и замыкание контактов. Постоянный магнит крепится на вращающемся валу *11* вместо штифта *10*.

При каждом обороте вала независимо от направления его вращения катушка *1*, получив питание, втягивает якорь *2* и смещает храповик *3* на один зуб колеса *5*. При обесточивании катушки храповик под действием пружины *4* смещается в первоначальное положение, разворачивает колесо *5*, вал *9* и барабан *7* на $^1/_{10}$ оборота, что приводит к изменению показаний счетчика на одну единицу. Через один оборот барабана *7* соседний барабан *6* разворачивается на $^1/_{10}$ оборота, отсчитав 10 оборотов вала 11, и т. д.

26. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА И МОЩНОСТИ

Крутящий момент на гребном либо грузовом валу можно определить по углу скручивания вала между двумя сечениями по его длине. Для сплошного вала угол скручивания определяется зависимостью

$$\varphi = \frac{32Ml}{\pi d^4 G},$$

где M — крутящий момент;
l — расстояние между сечениями;
d — диаметр вала;
G — модуль упругости материала при сдвиге.

Из этой формулы видно, что для данного вала на участке длиной l угол скручивания пропорционален передаваемому крутящему моменту M.

Оценить крутящий момент по углу скручивания можно с помощью *индукционного фазочувствительного измерителя* (рис. 53). На валу *2* жестко закреплены зубчатые диски *1* из ферромагнитного материала. Зубцы дисков с зазором движутся в пазах неподвижно закрепленных индукционных датчиков *3* в виде П-образных сердечников с обмотками. По обмоткам течет переменный ток, магнитный поток сердечников замыкается через зубцы дисков и, если вал неподвижен, фазы напряжений на выходе датчиков совпадают. При вращении под нагрузкой вал скручивается, смещаются зубцы дисков один относительно другого и нарушается синхронность замыкания магнитных потоков датчиков. Это приводит к разности фаз сигналов, поступающих от датчиков на вход фазочувствительного блока *ФЧБ*. Пропорционально крутящему моменту вала на выходе *ФЧБ* формируется аналоговый сигнал, посту-

пающий на прибор *4*, шкала которого градуирована в единицах крутящего момента. Нулевое значение момента получается при невращающемся вале взаимным смещением датчиков по окружности дисков *1*.

Измерив крутящий момент M и частоту вращения n вала, можно косвенным путем определить мощность, передаваемую валом: $N = \frac{Mn}{716{,}2}$.

В системах автоматического контроля измерять мощность можно непрерывно. В этом случае выходные сигналы по моменту от *ФЧБ* и частоте вращения от тахогенератора *6* поступают на вход счетного блока *СБ*. По полученным данным *СБ* производит вычисление и выдает на показывающий прибор *5* (градуированный в единицах мощности) сигнал, пропорциональный передаваемой валом мощности.

Индукционный магнитоупругий измеритель (рис. 54) служит для измерения крутящего момента вала. Принцип его действия основан на изменении магнитной проницаемости металла вала при деформации. Катушки индуктивности расположены на взаимно перпендикулярных П-образных сердечниках *1* и *2*, неподвижно закрепленных у поверхности вала *3* с некоторым воздушным зазором. Через пару катушек сердечника *1* пропускают переменный ток. Магнитный поток сердечника замыкается через воздушные зазоры под его полюсами и через металл вала. Если вал не нагружен, то магнитная проницаемость его металла одинакова во всех направлениях, магнитный поток между полюсами сердечника *1* распределяется симметрично относительно полюсов сердечника *2*, и ток в его катушках отсутствует. Если вал нагружен (передает крутящий момент), то в нем возникают усилия растяжения и сжатия, направленные под углом 45° к его оси и вызывающие увеличение магнитной проницаемости металла вала в направлении сжатия и уменьшение — в направлении растяжения. Вследствие этого напряженность магнитного поля под одним из полюсов сердечника *2* становится больше, чем под другим, и в его катушках индуцируется э. д. с. со значением $U_{вых}$, пропорциональная крутящему моменту.

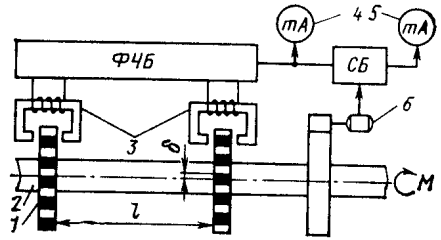


Рис. 53. Схема индукционного фазочувствительного измерителя крутящего момента и мощности

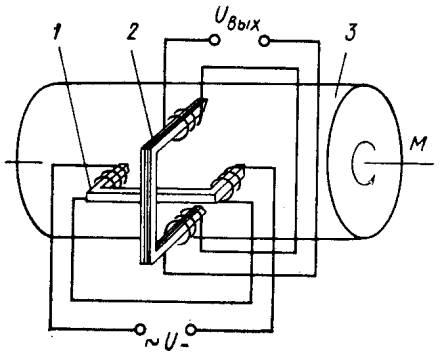


Рис. 54. Схема индукционного магнитоупругого измерителя крутящего момента

На работу такого датчика, получившего название *крестового*, влияет воздушный зазор между полюсами и валом, а также неоднородность структуры металла вала. Для устранения указанных недостатков и получения большего значения выходного сигнала вокруг вала устанавливают ряд последовательно включенных крестовых датчиков, образующих круговую магнитную систему — *кольцевой датчик*.

Достоинством рассмотренных датчиков является бесконтактное измерение крутящего момента вала и возможность передачи сигналов на значительные расстояния.

27. АВТОМАТИЧЕСКИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ГАЗОАНАЛИЗАТОРЫ И СОЛЕМЕРЫ

Газоанализатор с мостовой схемой измерения (рис. 55) непрерывно измеряет содержание двуокиси углерода CO_2, окиси углерода CO или смеси окиси углерода с водородом $CO + H_2$ в уходящих газах паровых котлов, газовых турбин или ДВС.

В измерительной схеме газоанализатора для определения содержания CO_2, а следовательно, и коэффициента избытка воздуха α датчиками являются платиновые проволочные резисторы *R1*, *R4*, *R5*, *R6*, образующие плечи неуравновешенного моста. К одной диагонали моста через регулировочный резистор *R3* и амперметр *A* подводится питание $U_п$ от источника постоянного тока, а к другой через резистор *R7* подключен милливольтметр *mV* со шкалой, градуированной в процентах CO_2. Помещены датчики в камеры, две из которых с резисторами *R1* и *R5* заполнены воздухом, а две другие с *R4* и *R6* прокачиваются сухими дымовыми газами, содержащими CO_2, CO, O_2 и N_2. Теплопроводности CO, O_2 и N_2 близки к теплопроводности воздуха, а теплопроводность CO_2 примерно в 2 раза меньше. При прохождении тока резисторы *R4* и *R6* нагреваются больше, чем *R1* и *R5*, так как воздух отбирает у них теплоту интенсивней, чем дымовые газы, содержащие CO_2. А чем больше разность температур датчиков, тем выше разность их сопротивлений, больше выходное напряжение во второй диагонали моста и показания милливольтметра *mV*.

На точность измерений в значительной степени влияет содержание в уходящих газах водорода, теплопроводность которого почти в 15 раз больше, чем углерода. Для устранения этого влияния перед датчиком устанавливают специальные электропечи дожигания водорода.

Перед эксплуатацией газоанализатор следует проверить и настроить. Заданное значение питающего тока устанавливают по метке амперметра *A* резистором *R3*. Балансируют мост установкой стрелки милливольтметра на нуль резистором *R2*, пропуская через камеры с резисторами *R4* и *R6* воздух. Резистором *R7* показания милливольтметра устанавливают на значение, соответствующее содержанию CO_2 в дымовых газах, по показаниям образцового химического газоанализатора.

Солемер (рис. 56) служит для определения содержания различных солей в воде. Так как в конденсате и питательной воде преимущест-

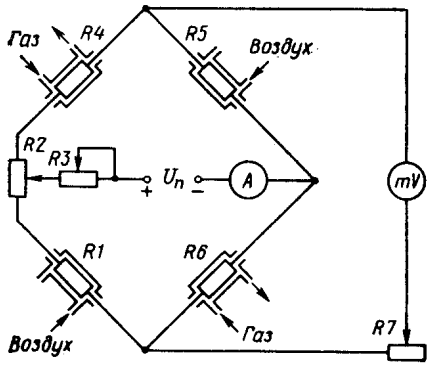


Рис. 55. Схема электрического газоанализатора

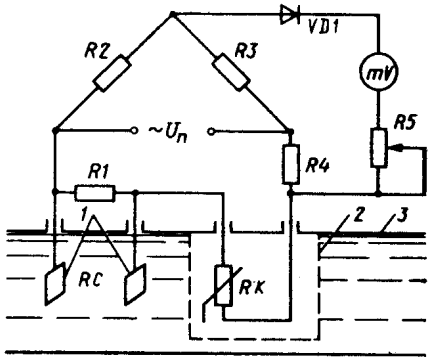


Рис. 56. Схема электрического солемера

венно содержится хлористый натрий NaCl, то судовые солемеры могут быть градуированы в градусах Брандта (°Бр) и показывать содержание хлоридов.

Принцип действия электрического солемера основан на изменении электропроводности растворов в зависимости от содержания в них солей. Датчик солености состоит из двух электродов *1*, помещенных в исследуемую среду в емкости (трубопроводе) *3*. Сопротивление воды между электродами *RC* уменьшается с ростом солености и увеличением температуры. Поэтому для компенсации температурных влияний на работу датчика последовательно с электродами *RC* включен терморезистор *RK*, герметичный корпус *2* которого омывается исследуемой средой. Сопротивления датчиков *1* и *2* образуют плечо неуравновешенного моста переменного тока, к одной диагонали которого подведено питание $U_п$, а к другой через диод *VD1* и резистор *R5* подключен милливольтметр *mV* со шкалой, градуированной в единицах солености. С изменением солености меняются разбаланс моста и показания прибора. Переменным резистором *R5* устанавливают показания милливольтметра на значение солености в соответствии с результатами химического анализа пробы.

28. ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА АВТОМАТИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ

Суда с высоким уровнем автоматизации оснащаются средствами дистанционного и централизованного сбора, обработки и представления информации о состоянии и работе различных механизмов, систем, арматуры и т. д. Наиболее распространены электронные средства автоматического контроля, в которых физические параметры (перемещение, давление, температура и т. д.) преобразуются датчиками в аналоговые, а сигнализаторами — в дискретные выходные электрические сигналы,

поступающие в устройства дистанционного и централизованного автоматического контроля.

Простейшим видом *дистанционного контроля* является *тракт непрерывного измерения* параметров с помощью стрелочных приборов (рис. 57, *а*). Контролируемый параметр преобразуется датчиком в электрический сигнал, который измеряется стрелочным вторичным показывающим прибором *ВПП* со шкалой, градуированной в единицах измерения параметра. При наличии большого числа параметров такая система контроля неприемлема из-за громоздкости и сложности одновременного визуального наблюдения за показаниями всех приборов. Непрерывным измерением можно контролировать ограниченное число (10—15) наиболее ответственных параметров.

Автоматический контроль значений параметров ведется с помощью СЦК, делящихся по принципу действия на системы обегающего типа и поканальной обработки информации.

Система обегающего типа имеет один канал обработки информации, который по программе управления или вручную подключается поочередно к различным датчикам через коммутатор.

Система поканальной обработки имеет каналы обработки информации по числу датчиков, а коммутаторы обеспечивают включение сигнализации при предельных отклонениях контролируемых параметров.

Современные СЦК независимо от принципа действия выполняют следующие основные функции: сигнализацию светозвуковую расшифрованную, адресную и обобщенную; измерение контролируемых параметров по вызову и постоянно; контроль и регистрацию факта отклонения (выбега) контролируемых параметров за пределы заданных значений; регистрацию значений параметров (вахтенного журнала); контроль состояния вахтенного механика; связь с ЭВМ и системой технической диагностики; выдачу сигналов на управление и защиту различных механизмов и устройств.

Принцип действия СЦК рассмотрим на примере системы «Шипка», устанавливаемой на судах отечественной постройки. В тракте системы цифрового измерения (рис. 57, *б*) электрические сигналы от датчика *Д* поступают на вход блока коммутации и аналого-цифровых преобразований *БКАЦП*. Для получения информации о значении контролируемого параметра оператору нужно набрать порядковый номер (шифр)

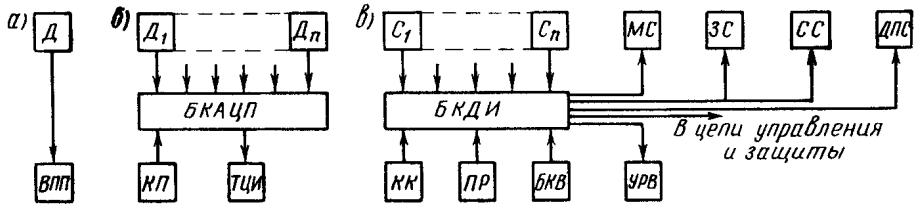


Рис. 57. Структурная схема СЦК «Шипка»

параметра на кнопочной панели *КП*. Сигнал от *КП* поступает в *БКАЦП*, который подсоединяет соответствующий датчик к измерительной цепи, преобразует его выходной аналоговый сигнал в цифровой десятичный код и выдает данные на табло цифровой индикации *ТЦИ*. На табло высвечивается номер параметра, его значение и единица измерения.

В системах цифрового измерения может быть предусмотрена одновременная индикация двух (трех) различных параметров. Для этого все параметры разделены на группы, для каждой из которых установлены свои панель и табло. Такие системы индикации компактны и сравнительно дешевы в изготовлении.

Оповещение обслуживающего персонала о предельных отклонениях контролируемых параметров производится с помощью тракта сигнализации выбегов, число каналов которого равно числу контролируемых параметров. В зависимости от важности параметров сигнализация делится на критическую и некритическую.

Критическая сигнализация обычно осуществляется мигающим светом табло и маяка красного цвета, а также звуковым сигналом сирены либо звонка.

Для *некритической* сигнализации характерен желтый цвет и звуковой сигнал трещотки или сирены другой тональности. Быстрому обнаружению мест выбегов параметров способствует применение мнемосхем систем и механизмов с обозначением номеров параметров и световой подсветкой мест их расположения.

При достижении предельно допустимого значения контролируемого параметра сигнализатор *С* (рис. 57, *в*) замыкает соответствующую входную цепь блока коммутации и дискретной информации *БКДИ*. По сигналу от *БКДИ* на соответствующей мнемосхеме *МС* мигающим светом высвечивается индивидуальное табло и срабатывает общая звуковая *ЗС* и световая *СС* сигнализации ЦПУ и машинного отделения. Нажав кнопку квитирования *КК*, оператор снимает звуковую и общую световую сигнализацию. Табло индивидуальной сигнализации мнемосхемы продолжает светиться ровным светом до тех пор, пока значение параметра не нормализуется.

С помощью устройства регистрации выбегов *УРВ* на бумажной ленте производится цифровая запись года, месяца, числа, часов, минут, номера параметра и знака его отклонения. При возвращении параметра в пределы нормы запись повторяется. Отсчет времени в *УРВ* ведется автоматически с помощью электронных часов.

В зависимости от положения переключателя режимов *ПР* система может контролировать работу СЭУ на ходовом и стояночном режимах. На ходу с помощью блока контроля вахты *БКВ* периодически (обычно через 30 мин) проверяется наличие вахтенного в ЦПУ. Для предотвращения срабатывания *БКВ* через установленное время вахтенный должен нажимать соответствующую кнопку в ЦПУ, фиксируя свое присутствие. На стояночном режиме при отсутствии постоянной вахты в машинном отделении обычно предусматривают общую аварийно-предупредительную сигнализацию с дистанционных постов сигнализации *ДПС*, установленных в служебных помещениях и каютах механиков. Переключают сигнализацию на соответствующие помещения на пульте *ПР* в ЦПУ.

При отклонениях критических параметров в СЦК могут быть предусмотрены формирование и выдача сигналов в цепи управления главного двигателя и вспомогательных механизмов. Например, при снижении давления в системе циркуляционной смазки или воды (масла) в системе охлаждения ДВС могут быть осуществлены автоматический запуск резервных насосов и их остановка при достижении нормальных значений параметров. Если значения параметров остаются за пределами допускаемых, может быть предусмотрено автоматическое снижение нагрузки ГД либо его остановка.

Системы цифровой индикации и сигнализации могут быть выполнены в виде отдельных функциональных блоков либо связаны между собой, имея общие датчики и функциональные связи между логическими блоками и регистрирующими устройствами.

В цепях сигнализации могут быть предусмотрены временные линии задержки, предотвращающие срабатывание систем при кратковременных отклонениях контролируемых параметров (например, из-за качки судна в штормовую погоду).

ГЛАВА 3.

АВТОМАТИЗАЦИЯ ОБЩЕСУДОВЫХ СИСТЕМ И ПАЛУБНЫХ МЕХАНИЗМОВ

29. АВТОМАТИЗАЦИЯ САНИТАРНЫХ СИСТЕМ

К санитарной судовой системе относятся системы водоснабжения и фановая.

Система водоснабжения обеспечивает подачу к потребителям пресной питьевой и мытьевой (холодной и горячей), а также забортной санитарной воды.

Для автоматизации подачи мытьевой воды к потребителям (рис. 58) устанавливают гидрофор (пневмоцистерну) *6*, нижняя часть которого заполнена водой, а верхняя — сжатым воздухом. В гидрофор пресная вода подается из танка через фильтр *13* насосом *12*, приводимым во вращение электродвигателем *14*, затем вытесняется давлением сжатого воздуха и подается к потребителям. Гидрофор наполняют сжатым воздухом вручную, периодически открывая клапан *5*. Визуально давление в гидрофоре контролируют по манометру *4*, а уровень воды — по мерному стеклу *8*. Гидрофор пополняют водой, периодически включая вручную насос *12*, либо автоматически с помощью системы управления, смонтированной в шкафу *1* управления и сигнализации.

В автоматическом режиме работы контроль давления в гидрофоре ведется с помощью реле давления *2*, вырабатывающего сигнал по управлению электродвигателем, и *3*, обеспечивающего срабатывание защиты и сигнализации по предельным значениям давления.

По мере расхода воды из гидрофора уровень и давление снижаются до определенного нижнего значения, вызывая срабатывание реле *2*, по сигналу которого включается электродвигатель. Насос подает воду, уровень растет, воздушная подушка сжимается, и при увеличении давления до верхнего заданного значения по сигналу от реле *2* насос отключается. Таким образом система регулирования обеспечивает ступенчатое (позиционное) поддержание уровня, работая по принципу включено-выключено. Предельные значения давления, а следовательно, и уровня воды определяются уставками задания и дифференциала реле *2*.

Если давление в гидрофоре падает ниже минимальной уставки реле *2* (например, при срыве насоса или отсутствии воды в танке), срабатывает реле *3*, насос отключается и включается сигнализация. В этом случае после устранения неполадок гидрофор заполняют водой, включая насос вручную. Для предотвращения аварии при чрезмерном росте давления на гидрофоре установлен предохранительный клапан *7*.

Вода подогревается в паровом водоподогревателе *11*, а ее температура поддерживается автоматическим терморегулятором *9*. При изменении расхода воды изменяется ее температура на выходе из водоподогревателя. По сигналу от датчика *10* терморегулятор изменяет подачу греющего пара, поддерживая заданную температуру.

В системах подогрева воды обычно устанавливают пропорциональные терморегуляторы прямого действия (рис. 59).

Термопатрон *16* жидкостного пропорционального регулятора температуры типа РТ установлен на выходном патрубке водоподогревателя, регулирующий клапан *2* — на подводящем паропроводе. Полость термопатрона уплотнена сильфоном *15* и капиллярной трубкой *9* соединена с рабочей полостью сильфонного исполнительного механизма *7*. Термосистема заполнена жидкостью (ксилолом) с большим коэффициентом объемного расширения. К выходному штоку *8* сильфона *7* пружиной *1* прижат шток *4* клапана *3*. Пропорционально изменению температуры воды, омывающей датчик, в термопатроне изменяется объем наполнителя, который по капилляру *9* перетекает в полость сильфона *7*, вызывая соответствующее перемещение штоков *8*, *4* и клапана *3*. Это в свою очередь приводит к изменению подвода пара в водоподогреватель и восстановлению его теплового баланса. Новому значению тепловой нагрузки водоподогревателя будут соответствовать другие положения клапана *3* и значение температуры воды на выходе. Так, с ростом нагрузки при установившемся режиме будет поддерживаться более низкая температура, т. е. для работы регулятора и системы терморегулирования характерна статическая неравномерность. Для регуляторов типа РТ значение неравномерности не превышает 10° С.

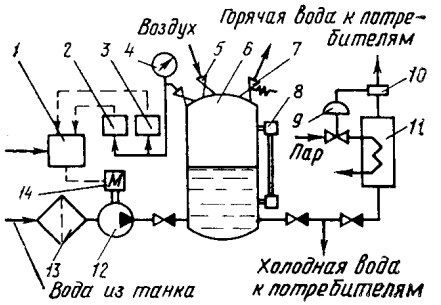


Рис. 58. Схема автоматизации санитарной системы водоснабжения

Регулятор настраивают на заданную температуру вращением граненой головки *11* втулки *13*, в которую на резьбе ввернут шток *14*, нижним концом жестко соединенный с торцом сильфона *15*. При перемещении штока *14* вниз наполнитель вытесняется в полость сильфона *7*, клапан *3* прикрывается, что соответствует более низкому значению поддерживаемой температуры, а при перемещении штока вверх регулятор поддерживает более высокую температуру. Ус-

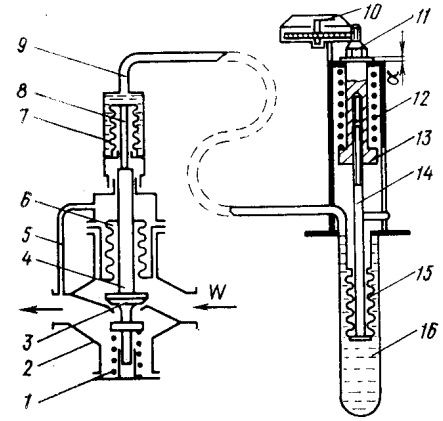


Рис. 59. Принципиальная схема терморегулятора РТ40

тавку задания контролируют по стрелке *10*, которая перемещается вдоль шкалы через передаточный механизм при вращении втулки *13*.

В случае чрезмерного роста температуры из-за неплотной посадки клапана *3* в гнездо или заклинивания при перекосе штока *4* для предотвращения недопустимого увеличения давления наполнителя и разрыва термосистемы предусмотрено устройство компенсации увеличения объема наполнителя в термопатроне. В этом случае увеличивается объем наполнителя, перемещаются вверх шток *14*, втулка *13* и сжимается предохранительная пружина *12*. Такие неисправности сопровождаются появлением зазора α между корпусом датчика и опорным буртом головки *11*.

Для исключения влияния на работу регулятора сил от перепада давления пара, действующего на тарелку клапана *3*, установлен сильфон *6*. Его нижнее основание жестко закреплено в корпусе *2*, а торец соединен со штоком *4*. Во внутреннюю полость сильфона подводится пар под давлением, равным давлению до клапана, а в наружную — по трубке *5* под давлением, равным давлению за ним. В результате силы от перепада давлений на клапане и сильфоне уравновешиваются на штоке *4*, что снижает силу страгивания клапана с гнезда и исключает его раскачивание движущимся потоком пара.

Аналогичны устройство и принцип действия терморегуляторов прямого действия типов АКО, «Самсон», «Мертик».

В *фановой системе* обычно автоматизируют процессы контроля предельного уровня грязных вод фекальных цистерн. Для этого в цистерны устанавливают поплавковые, емкостные или электродные сигнализаторы.

Работа электродного сигнализатора основана на электролитических свойствах грязных вод. Он состоит из двух электродов, расположенных в верхней части цистерны, и включен последовательно в цепь питания промежуточного реле. Если электроды оголены, сопротивление между ними велико и реле обесточено. При наполнении цистерны грязными водами электроды замыкаются, сопротивление между ними снижается, сила тока, проходящего через реле, возрастает и вызывает его срабатывание. Реле замыкает цепь сигнализации, оповещающей обслуживающий персонал о наполнении цистерны.

30. АВТОМАТИЗАЦИЯ ОСУШИТЕЛЬНОЙ, БАЛЛАСТНОЙ, ТОПЛИВНОЙ И ГРУЗОВОЙ СИСТЕМ

Общие сведения. Рассматриваемые судовые системы имеют различное назначение, но общие принципы автоматизации. Обычно контроль и управление автоматизированными осушительными, балластными и топливными системами ведутся с помощью мнемосхем, смонтированных в ЦПУ, а грузовыми системами танкеров — из специальных постов насосных отделений. На мнемосхемах расположены принципиальные схемы систем, органы управления насосами и клапанами, а также приборы контроля за их работой и сигнальные лампы.

Системы сухогрузного судна «Новгород» (рис. 60). С панели *I* ведется управление осушительной системой, а панели *II* — топливно-балластной.

С помощью осушительного насоса *6*, который включается автоматически по сигналу от датчика уровня льяльных вод, происходит непосредственное осушение льял машинного отделения. Всасывающий и нагнетательный клапаны этого насоса открываются дистанционно, а их конечные положения контролируются по сигнальным лампам *5*. Грязные воды проходят очистку в сепараторе *4* льяльных вод и через шпигат *3* выбрасываются насосом за борт. Работу насоса *6* контролируют по сигнальным лампам мнемосхемы.

Осушение остальных льяльных колодцев и коффердамов производится двухскоростным поршневым насосом, включаемым дистанционно с панели управления *2*. Нагрузку насоса контролируют по амперметру, показывающему значение потребляемого тока. Перед пуском насоса необходимо поворотом соответствующих рукояток *1* управления (выключателей) мнемосхемы дистанционно установить в определенное положение магистральные клапаны линий всасывания и нагнетания насоса.

При развороте рукоятки *1* вдоль магистрали получает питание соответствующий электромагнитный клапан, пропускающий сжатый воздух в ИМ управления магистральным клапаном. Последний открывается и через конечный выключатель замыкает цепь питания сигнальной лампы, встроенной в рукоятку управления мнемосхемы. Магистральными клапанами топливной и балластной систем управляют аналогично с панели *II*.

Уровень жидкости в танках контролируют по указателям уровня *14*. Для перекачивания балласта установлен центробежный насос *9*, а для перекачивания топлива — насосы *8* и *12*, управляемые дистанционно с панели соответствующими переключателями.

Балластные танки заполняются забортной водой через кингстон *7* самотеком либо насосом *9*, а осушаются насосом через шпигат *10*.

Для приема топлива и его отдачи служат патрубки *11*. На магистралях топливно-балластных танков, кроме приемных клапанов *13*, установлены трехходовые клапаны *15*, управляемые дистанционно и обеспечивающие соединение танка с топливным либо балластным насосом.

Системы управления топливно-балластной и осушительной системами судна «Варнемюнде» (рис. 61). Дистанционное управление клапанами производится с мнемосхемы, установленной в ЦПУ. Магистральный клапан *21* перемещается гидравлическим исполнительным механизмом *20* одностороннего действия.

Для открытия клапана необходимо с помощью соответствующего выключателя управления мнемосхемы подать питание на катушку соленоида *16* электрогидравлического золотника *17*. Через него масло

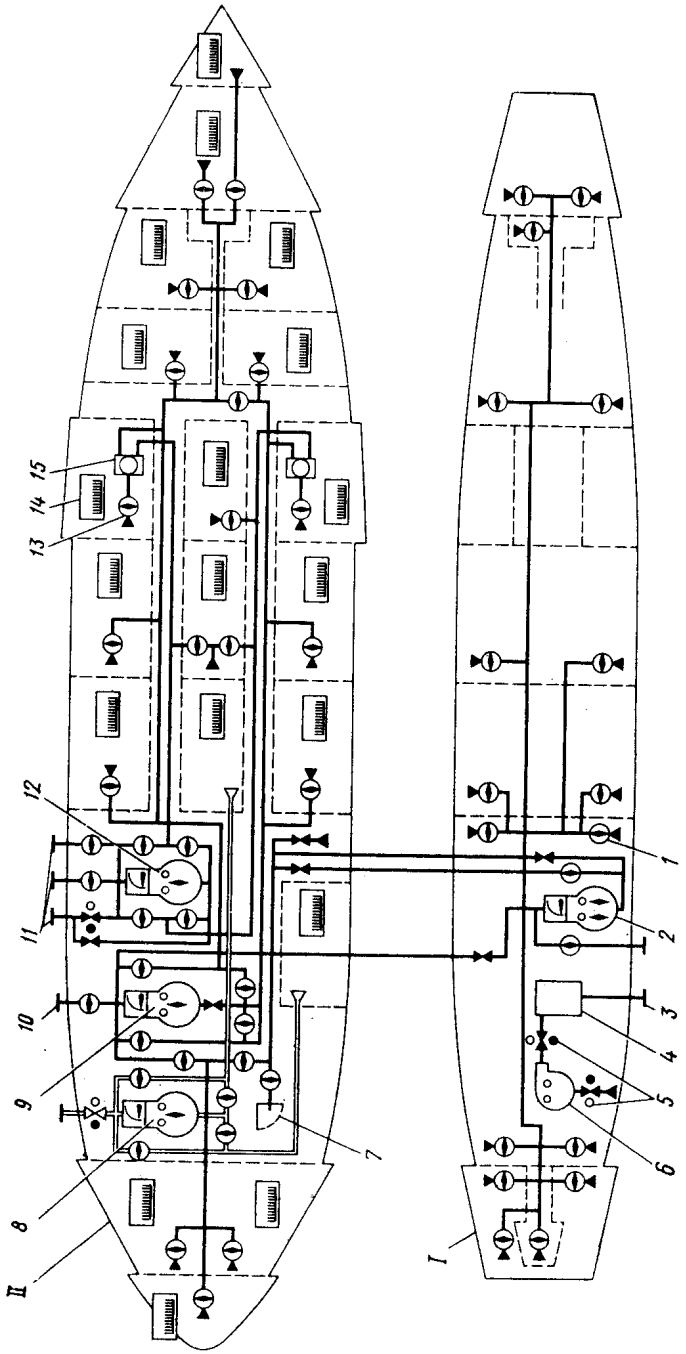


Рис. 60. Мнемосхема (внешний вид) осушительной и топливно-балластной систем теплохода «Новгород»

под давлением $p_н$ поступает под поршень ИМ и, преодолевая действие силовой пружины, открывает клапан. При достижении крайнего верхнего положения поршня конечный выключатель *19* замыкает цепь соответствующей контрольной лампы мнемосхемы, сигнализирующей об открытии клапана. Для закрытия клапана необходимо обесточить катушку соленоида *16*. Под действием возвратной пружины управляющий золотник *17* возвращается в исходное положение, сообщая полость ИМ со сливной магистралью. Поршень ИМ под действием силовой пружины перемещается вниз, выдавливая масло из рабочей полости, и закрывает клапан.

Давление $p_н$ масла перед всеми управляющими золотниками *17* поддерживается постоянным с помощью пневмогидравлических аккумуляторов *2* и *7*, поочередно нагнетающих масло в напорную магистраль *12* и автоматически переключаемых с помощью электромагнитных золотников *5* и *11*. При обесточенных соленоидных катушках *6* и *10* через золотник *5* воздух из баллонов под давлением $p_в = 14{,}7 \cdot 10^5$ Па подается в верхнюю полость аккумулятора *7* и, действуя на поршень, вытесняет масло из нижней полости через золотник *11* в напорную магистраль *12* с давлением $p_н = 14{,}7 \cdot 10^5$ Па. Это давление обеспечивает открытие магистрального клапана *21* при подаче масла в полость ИМ через управляющий золотник *17*. Обратный слив масла при закрытии клапана

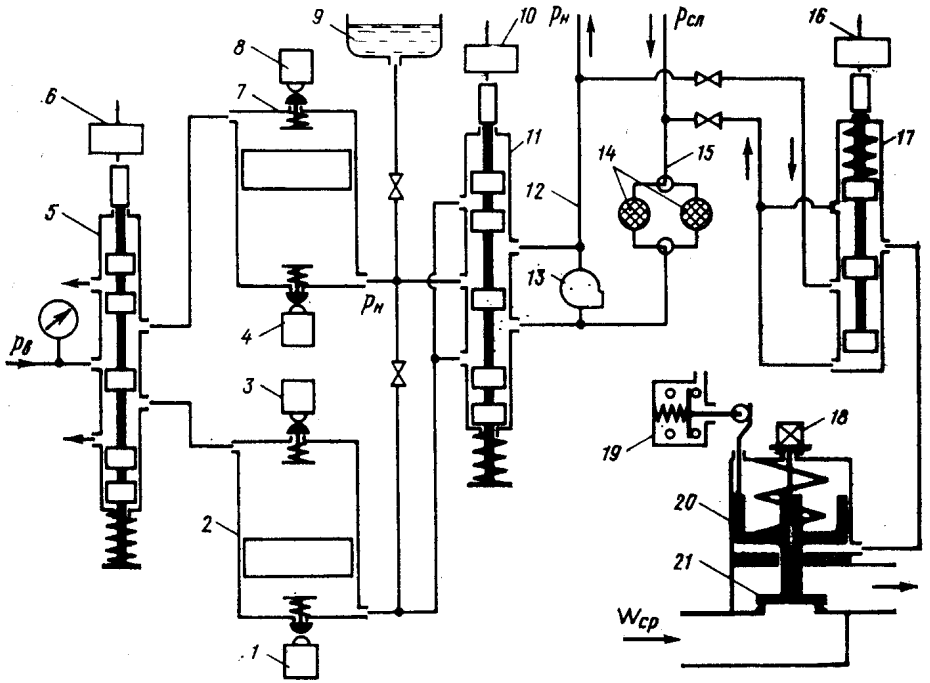


Рис. 61. Принципиальная схема дистанционного управления арматурой осушительной и топливно-балластной систем теплохода «Варнемюнде»

производится от золотника *17* по сливной магистрали *15* через магнитные фильтры *14* и золотник *11* в аккумулятор *2*. Поршень этого аккумулятора, перемещаясь, вытесняет воздух из верхней полости в атмосферу через золотник *5*.

По мере расходования масла из аккумулятора *7* и наполнения аккумулятора *2* поршни достигают крайних положений, вызывая срабатывание конечных выключателей *3* и *4*. Через систему управления по их сигналу подается питание в соленоидные катушки *6* и *10*, перемещающие золотники *5* и *11*. В результате воздух под давлением $p_в$ подается к аккумулятору *2*, который становится напорным, а воздушная полость аккумулятора *7* сообщается с атмосферой, и он становится приемным. По достижении крайних положений поршней по сигналу от конечных выключателей *1* и *8* переключение аккумуляторов повторяется. Таким образом, автоматическое переключение аккумуляторов позволяет постоянно поддерживать в напорной магистрали давление масла, обеспечивающее дистанционное перемещение магистральных клапанов.

Попадание воздуха в гидравлические полости аккумуляторов или утечка масла из системы вызывает несогласованный приход поршней в крайние положения и частые переключения аккумуляторов либо их отказ. Конечные положения поршней и режимы работы аккумуляторов контролируют по сигнальным лампам, вынесенным на панель мнемосхемы управления. Питание на лампы подается по сигналу от конечных выключателей аккумуляторов.

Для удаления воздуха из гидравлических полостей аккумуляторов на их корпусе установлены спускные пробки. Система пополняется маслом из масляного бака *9*. При выходе из строя гидравлических аккумуляторов масло подается в систему управления клапанами от ручного насоса *13*. При отказе системы дистанционного управления предусмотрено ручное управление магистральными клапанами *21* вращением резьбового штока *18*.

Грузовая и балластная системы современных танкеров. АСУ обеспечивает выполнение операций погрузки, выгрузки и балластировки судна без непосредственного участия человека по определенной программе. Ее закладывает оператор в блоки логического управления и контроля или в ЭЦВМ, получающих входную информацию от датчиков уровня груза, крена, осадки, напряжений в корпусе судна, положения задвижек клинкетов и управляющих органов локальных АСУ.

31. АВТОМАТИЗАЦИЯ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК И СИСТЕМ СЖАТОГО ВОЗДУХА

Воздушные системы современных судов оснащены АСУ компрессорной установкой, продувания воздухохранилищ и стабилизации давления сжатого воздуха в магистралях. Обеспечивая пополнение воздухохранилищ сжатым воздухом, АСУ выполняют по программе следующие операции: пуск и остановку, продувание сборников воды и масла всех ступеней компрессоров, снятие компрессии в моменты пуска и остановки, подачу охлаждающей воды при работе, продувание маловодоотделителя в моменты пуска и остановки, подачу смазочного масла и контроль его давления, автоматическую сигнализацию и защиту.

В системе автоматизации компрессорной установки теплохода «Новомиргород» (рис. 62) — два полностью автоматизированных электроприводных компрессора *13* и *17* обеспечивают пополнение баллонов *10* и *11* сжатым воздухом. Компрессоры могут быть запущены автоматически или дистанционно из ЦПУ либо вручную с местных постов. Режим работы компрессоров определяют из ЦПУ установкой рукоятки переключателя *3* в положение *0* при ручном управлении и *1*

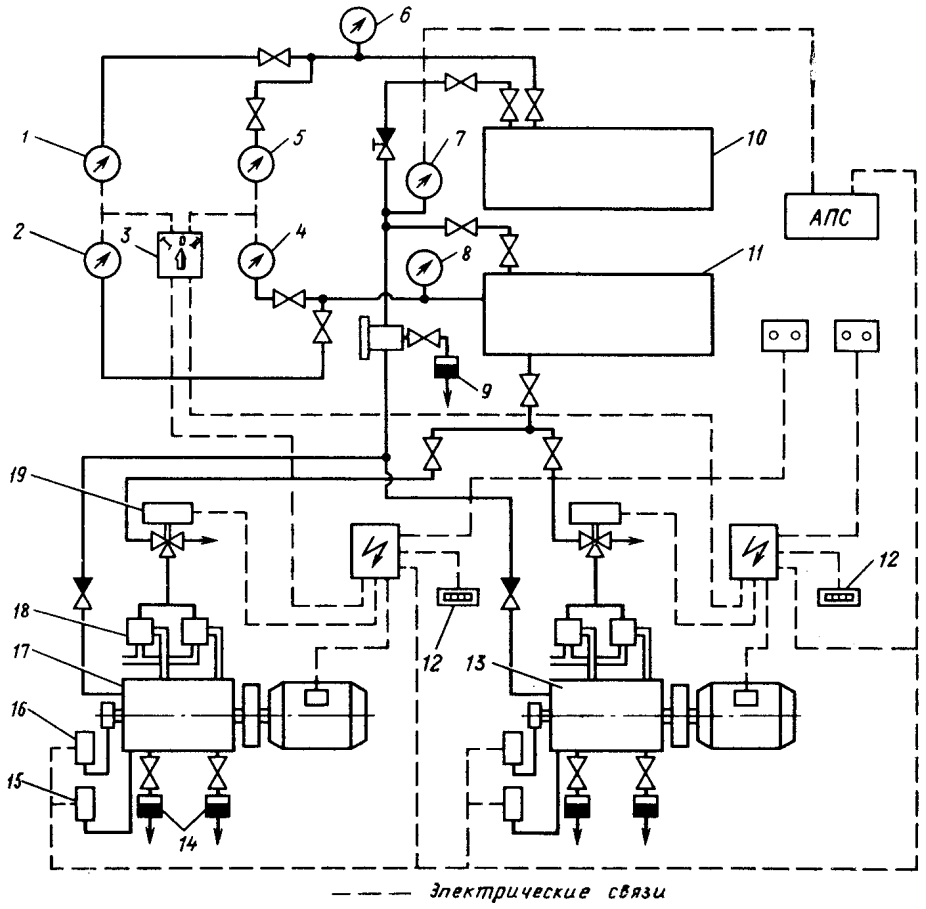


Рис. 62. Схема автоматизации компрессорной установки теплохода «Новомиргород»

или *11* — при автоматизированном (положение *1* или *11* соответствует назначению главного компрессора).

Нормальный режим работы установки — автоматический, при котором поворотом рукоятки переключателя *3* один компрессор назначается главным, а другой резервным. Главный компрессор *17* включается при падении давления воздуха в баллонах до $22 \cdot 10^5$ Па по сигналу от контактного манометра *1*. В это время трехходовой электромагнитный клапан *19* обесточен и сообщает управляющие полости разгрузочных клапанов *18* с баллоном *11*. Под действием давления воздуха разгрузочные клапаны открыты и сообщают с атмосферой полости цилиндров компрессора. Вследствие этого снижается пусковой момент компрессора и сила тока электродвигателя. С выдержкой времени после пуска компрессора по сигналу из шкафа управления подается питание на электромагнитный клапан *19*, перекрывающий подвод воздуха из баллона и сообщающий управляющие полости разгрузочных клапанов с атмосферой. Последние закрываются, и компрессор работает с полной подачей. При увеличении давления воздуха в баллонах до $29{,}5 \cdot 10^5$ Па по сигналу от контактного манометра *2* компрессор отключается и одновременно открываются разгрузочные клапаны цилиндров.

Если при работающем главном компрессоре давление в баллонах снижается до $19 \cdot 10^5$ Па из-за большого расхода воздуха, то по сигналу от контактного манометра *5* автоматически включается резервный компрессор *13*. При повышении давления до $28 \cdot 10^5$ Па он останавливается по сигналу от контактного манометра *4*.

Для удаления влаги и масла из обеих ступеней компрессора и масловодоотделителя нагнетательного трубопровода периодически открываются автоматические клапаны *9* и *14* по мере роста в них уровня воды и масла. После выброса отстоя клапаны закрываются.

Охлаждение и смазка работающего компрессора осуществляются с помощью навешенных на него охлаждающего и масляного насосов. Давление воды контролируется реле *15*, по сигналу которого при давлении ниже $1 \cdot 10^5$ Па срабатывает предупредительная сигнализация, а ниже $0{,}8 \cdot 10^5$ Па — защита, отключающая компрессор. Предусмотрена сигнализация при повышении температуры охлаждающей воды в системе более 70 °С. С понижением давления смазочного масла до $2{,}5 \times \times 10^5$ Па по сигналу от реле *16* срабатывает защита, отключающая компрессор.

Если при автоматическом пуске главного компрессора давление воды и масла в течение 30 с не достигнет заданных значений, то по сигналу реле времени срабатывает его защита. Это приводит к снижению давления воздуха в баллонах и пуску резервного компрессора. Защита срабатывает и останавливает компрессоры также при повышении давления воздуха в баллонах свыше $30 \cdot 10^5$ Па по сигналу от контактного манометра *7* и при перегрузке приводных электродвигателей.

Работу компрессоров контролируют по исполнительной сигнализации пульта управления, а время их работы — по счетчикам *12*. По манометрам *6* и *8* в ЦПУ определяют давление в баллонах визуально.

При ручном управлении сохраняется действие АПС и защиты. В этом случае компрессор может останавливаться автоматически по сигналу от контактного манометра *7* при достижении давления нагнетания $30 \cdot 10^5$ Па либо его останавливают вручную.

Автоматическое продувание баллонов пускового воздуха на судах может осуществляться с помощью электромагнитных клапанов (рис.63). Периодичность и продолжительность открытия клапана определяется настройкой электромеханического реле времени, управляющего подачей электрического питания через подсоединительные провода *8* к катушке *6* соленоида клапана. Воздух из магистрали продувания баллона поступает в полость *А* корпуса клапана *1*, а через сетчатый фильтр *14* и дроссель *13* — в полость *Б*, отделенную от полости *А* мембраной *2*. При обесточенной катушке соленоида тарелка клапана *15* с жестким центром *11* прижата к седлу пружинами *3* и силой давления воздуха, разобщая полости *А* и *В*.

При подаче питания в катушку соленоида под действием магнитного потока якорь *5*, преодолевая силу действия возвратной пружины *4*, перемещается и открывает пластинчатый клапан *10*. Из полости *Б* воздух через канал *12* стравливается в полость *В*. Так как сечение канала *12* значительно больше сечения дросселя *13*, то полость *Б* не успевает пополняться воздухом и давление в ней падает. Под действием силы, вызванной разностью давлений в полостях *А* и *Б*, мембрана *2* с жестким центром *11*, преодолевая действие пружин *3*, прогибается вверх и открывает клапан, сообщая полости *А* и *В*. При движении продувочного воздуха через клапан в полостях возникает перепад давлений, воздействие которого на мембрану удерживает клапан в открытом положении. При обесточивании катушки соленоида якорь *5* опускается под действием пружины *4* и канал *12* закрывается клапаном *10*. Давление воздуха в полости *Б* возрастает и под действием пружин *3* клапан продувания закрывается.

Для управления рассмотренным электромагнитным клапаном непрямого действия используют энергию двух видов. Открытие и закрытие основного запорного клапана *15* требует значительных усилий и производится под действием давления воздуха, подводимого к клапану через полость *А*. Для открытия управляющего клапана *10* требуются незначительные усилия якоря *5* по действием магнитного потока катушки соленоида *6*. Этим обеспечивается надежная работа клапана при малой мощности и размерах соленоида.

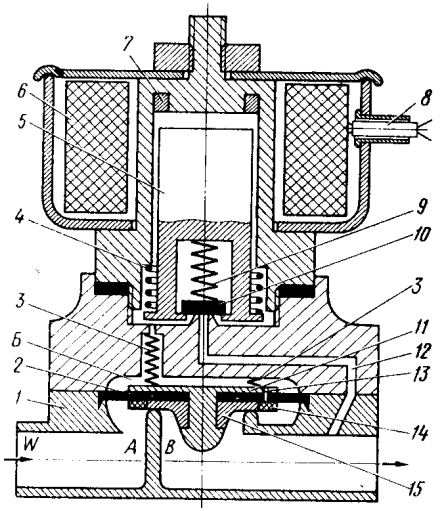


Рис. 63. Электромагнитный клапан

Пружина *9* обеспечивает плотность посадки клапана *10* в гнездо и исключает его перекос. Медное кольцо *7* позволяет снизить нагрев направляющей втулки якоря соленоида вихревыми токами при питании катушки переменным током.

Стабилизатор давления воздуха служит для регулирования и автоматического поддержания давления воздуха, нужного для питания приборов и средств пневмоавтоматики. Заданное давление поддерживается с наибольшей точностью стабилизатором, принцип действия которого основан на компенсации сил (рис. 64, *а*, *б*). Воздух из баллона или расходной магистрали под давлением $p_{вх}$ подводится через штуцер *19* к стабилизатору, который понижает давление до значения $p_{вых}$, стабилизирует его и через штуцер *11* подает к приборам автоматики.

В нижнюю часть стабилизатора встроен металлокерамический фильтр *14* с водоотбойным колпаком *15*. Воздух, поступающий через штуцер *19* в стакан *17*, проходит через фильтр, очищается от механических примесей и влаги. Стекающая с водоотбойного колпака влага собирается в нижней части стакана и удаляется через периодически открывающийся клапан продувания *16*.

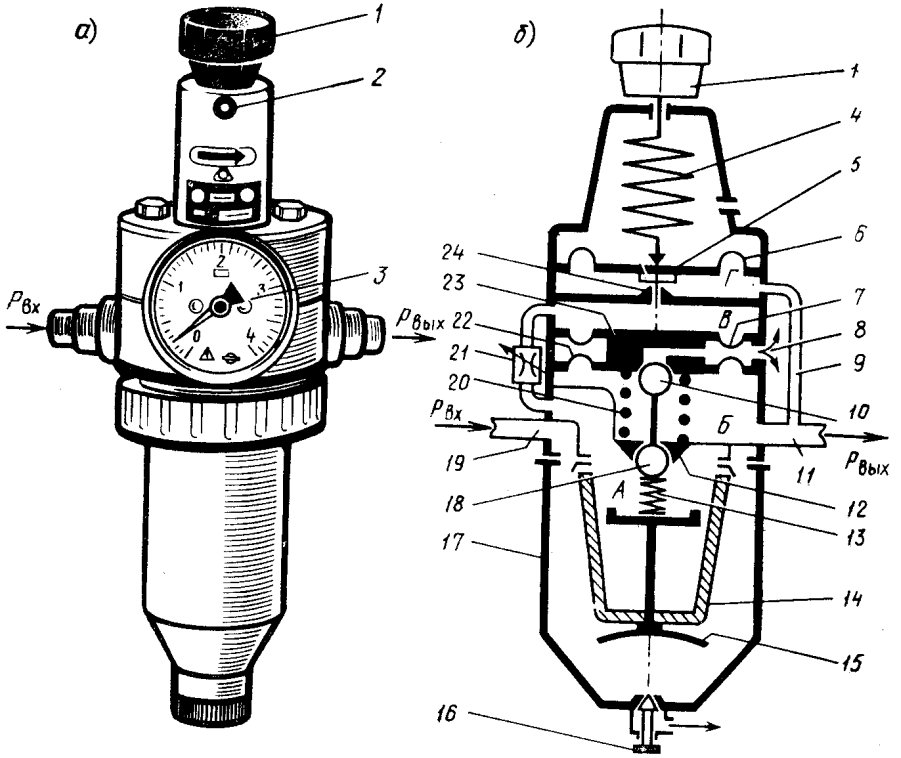


Рис. 64. Стабилизатор давления воздуха

Воздух из внутренней полости *А* фильтра поступает к шариковому клапану *18* и через дроссель *21* в управляющую полость *В*. Через зазор между соплом *24* и заслонкой *5* воздух проходит в полость *Г*, а затем по каналу *9* к выходному штуцеру *11*.

При установившемся режиме давления в штуцере *11* ($p_{вых}$) и камере *Г* равны, а сила, вызванная давлением воздуха на мембрану измерителя *6*, уравновешивается силой действия настроечной пружины *4* и заслонка *5* находится в неподвижном промежуточном положении. Под действием давления воздуха в камере *В* гнездо жесткого центра *23* прижато к шариковому клапану *10*, нагруженному пружиной *13*. Воздух проходит между неподвижным гнездом *12* и шариком *18* клапана из камеры *А* через камеру *Б* и поступает к выходному штуцеру *11* под давлением $p_{вых}$.

При увеличении подачи воздуха к потребителям давление в камерах *Б* и *Г* падает. Под действием пружины *4* мембрана *6* прогибается, зазор между соплом *24* и заслонкой *5* уменьшается, а давление в камере *В* возрастает. Мембраны *7* и *22* с жестким центром *23*, преодолевая действие пружин *13* и *20*, прогибаются, увеличивая открытие клапана *18* и подачу воздуха из камеры *А* в камеру *Б*. При достижении прежнего значения давления $p_{вых}$ в камерах *Б* и *Г* увеличивается зазор между соплом *24* и заслонкой *5*, уравновешиваются силы, действующие на мембраны с жестким центром *23*, а движение клапанов *10* и *18* прекращается.

С уменьшением подачи воздуха к потребителям давление в камерах *Б* и *Г* возрастает. Зазор между соплом *24* и заслонкой *5* увеличивается, а давление в камере *В* снижается. Жесткий центр *23* под действием пружины *20* движется вверх, и клапан *18* под действием пружины *13* прикрывается. Через клапан *10*, гнездо жесткого центра *23* и канал *8* воздух из камеры *Б* стравливается в атмосферу. При достижении прежнего значения давления $p_{вых}$ восстанавливается равновесие сил, действующих на жесткий центр *23* мембран, и наступает установившийся режим.

Особенностью рассмотренного СДВ является непрерывное движение воздуха через дроссель *21*. Если подача воздуха к потребителям оказывается меньше подачи через дроссель, то клапан *18* закрыт, а излишек воздуха стравливается в атмосферу через приоткрытый клапан *10*.

Из изложенного следует, что при установившемся режиме двухседельный клапан и мембраны удерживаются в определенном положении благодаря уравновешиванию (компенсации) сил, действующих на них со стороны давления воздуха и пружин. При нарушении равновесия сил происходит движение звеньев в сторону его восстановления.

Для настройки СДВ на заданное значение давления $p_{вых}$ изменяют предварительное натяжение пружины *4* измерителя вращением маховика *1* уставки задания и фиксируют его стопором *2*, а контролируют давление по манометру *3*.

32. АВТОМАТИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ПОЖАРОТУШЕНИЯ

Система автоматической пожарной сигнализации. Судовые системы пожаротушения снабжены средствами автоматики, позволяющими сигнализировать о возникновении и месте пожара, а и иногда — автоматизированной системой управления средствами пожаротушения. Система состоит из извещателей, расположенных в охраняемых помещениях, приемной и сигнализирующей аппаратуры, устанавливаемой на специальных пультах, средств питания системы сигнализации, линий связи указанных звеньев. В соответствии с Правилами пожарного оборудования морских судов Регистра СССР автоматические системы сигнализации должны получать питание не менее чем от двух независимых источников. Причем при отключении основного источника должно автоматически производиться переключение на резервное. Рекомендуется применять такие схемы включения извещателей, при которых в случае обрыва линий их связи срабатывает сигнализация.

В системах сигнализации могут устанавливаться ручные извещатели *РИ* и автоматические тепловые либо дымовые извещатели *АИ* (рис. 65). К коммутаторам станций извещатели могут подключаться по лучевой или шлейфной схеме.

При *лучевой схеме* (рис. 65, *а*) один или несколько извещателей, включенных последовательно, установлены в одном контролируемом помещении и подсоединены к отдельному каналу коммутатора. По сигналу любого извещателя срабатывает сигнализация о пожаре в данном помещении.

При *шлейфной схеме* (рис. 65, *б*) последовательно включенные извещатели установлены в различных помещениях, расположенных близко друг от друга. По сигналу любого извещателя срабатывает сигнализация о пожаре в данной группе помещений без указания точного адреса.

Ручной извещатель представляет собой кнопочный прерыватель, помещенный в герметичный корпус. Для оповещения о пожаре необходимо разбить защитное стекло и вручную нажать кнопку прерывателя цепи сигнализации.

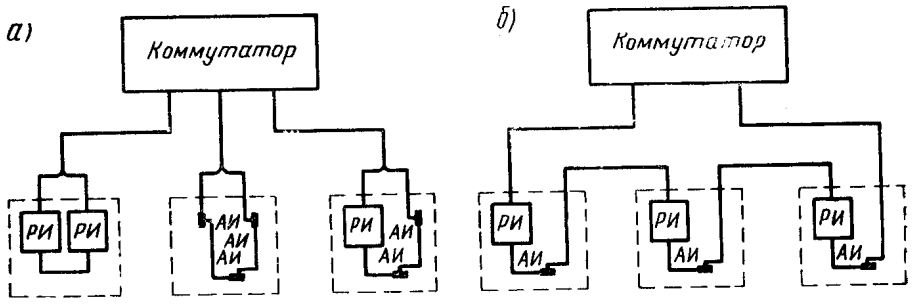


Рис. 65. Структурные схемы станций пожарной сигнализации

Автоматический температурный извещатель состоит из двух подпружиненных контактов, спаянных легкоплавким сплавом, цепь которых разрывается при достижении предельно допустимой температуры. Такие извещатели широко применяют на судах, однако они обладают значительной тепловой инерцией и срабатывают с запаздыванием после возникновения пожара. Значительно меньшей тепловой инерцией обладают полупроводниковые извещатели, работающие по принципу терморезисторов. Их электропроводность скачкообразно изменяется при достижении определенной температуры, вызывая срабатывание сигнализации. Автоматический контроль возникновения пожара в больших помещениях (грузовых трюмах, машинных отделениях, ЦПУ), как правило, осуществляется с помощью дымосигнальных установок, а в картерах ДВС — с помощью устройств контроля предельно допускаемой концентрации паров смазочного масла. Перспективными являются дымосигнальные установки с ионизационными извещателями, устанавливаемыми в закрытых помещениях МО.

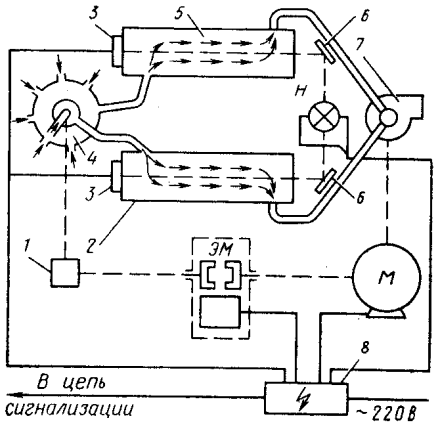


Рис. 66. Детектор масляного тумана

В картерах ДВС повышение температуры подшипников и прорыв газов из цилиндров приводят к росту концентрации паров смазочного масла и создают опасность возникновения взрыва. Для предотвращения этого на двигателях устанавливают специальные системы контроля и сигнализации предельной концентрации паров масла (масляного тумана).

Детекторы масляного тумана. Принцип действия устройств типа «Гравинер» и КИМТ-1М основан на анализе световой проницаемости проб воздуха, насыщенного парами масла (рис. 66).

Воздух с парами масла из отсеков картера двигателя через патрубки вращающегося крана *4* и контрольные камеры *2* и *5* отсасывается вентилятором *7*. Световой поток от осветительной лампы через оптическую систему (линзы и зеркала *6*) проходит вдоль камер и освещает фотоэлементы *3*. От электродвигателя *М* вентилятора через электромагнитную муфту *ЭМ* и редуктор *1* автоматически переключается кран *4*, поочередно соединяющий камеру *2* с отсеками картера двигателя. При отборе через камеру *2* проб из одного отсека пробы из остальных отсеков одновременно проходят через камеру *5*. Если концентрация паров масла пробы, отбираемой через камеру *2*, выше средней концентрации паров проб, проходящих через камеру *5*, то появляется разность освещенностей фотоэлементов *3*. При достижении этой разности (дифференциала) предельного значения по сигналу от фотоэлементов через шкаф

8 управления срабатывает звуковая и световая предупредительная сигнализация. Одновременно через *ЭМ* разобщается привод крана *4*, а указатель его рукоятки останавливается напротив канала того отсека картера, в котором повысилась концентрация паров масла.

При нормальной работе устройства продолжительность и периодичность отбора проб из каждого отсека картера составляет 4 с. На предельное значение разности концентрации паров масла устройство настраивают на режиме полного хода двигателя с помощью рукояток управления и прибора, встроенных в шкаф управления.

На крейцкопфные двигатели устанавливают устройства с дифференциальной схемой измерения, а на тронковые — устройства, реагирующие на предельное значение концентрации паров масла в отсеке. Отличительной особенностью последних является поочередный отбор проб через кран *4* только в одну камеру *2*, а камера *5* отсоединена от крана *4*, вентилятора *7* и сообщается с окружающим воздухом.

Для обеспечения нормальной работы устройств необходимо ежемесячно, а также при отклонениях в работе очищать камеры и элементы оптической системы. В случае выхода из строя фотоэлемента одной из камер необходимо комплектно менять элементы обеих камер и настраивать устройство согласно инструкции по эксплуатации.

Дымосигнальная станция обнаружения пожара в трюмах. Такая станция имеет аналогичный принцип действия. Станцию устанавливают обычно на ходовом мостике, а с трюмами соединяют трубопроводами. Сигнализация почти всех станций срабатывает при неисправности вентилятора, перегорании ламп накаливания, исчезновении питания и т. п.

Автоматизация систем пожаротушения. В систему входят не только средства оповещения о возникновении пожара, но и средства дистанционного либо автоматизированного управления. С помощью средств автоматизированного управления судовые системы пожаротушения поддерживают в постоянной готовности.

На многих судах автоматизированы процессы подачи воды к предполагаемым очагам пожара через системы водяных завес — *спринклерные системы*. Спринклер — водораспыливающее устройство, размещаемое под подволокой судовых помещений и автоматически включающееся при достижении заданной максимально допустимой температуры. Устройство имеет распыливающие насадки с легкоплавким замком, который разрушается при температуре 70—80 °С и открывает выход воде из пожарной магистрали, давление в которой поддерживается с помощью пневмоцистерны.

Системы химического и углекислотного пожаротушения на современных судах управляются дистанционно с выдачей звуковой и световой сигнализации в те помещения, куда подаются гасящие вещества.

Автоматизированная установка инертных газов. На танкерах типа «Кубань» установка обеспечивает взрывопожаробезопасность грузовых танков. Инертные газы отбирают из дымоходов паровых котлов, очищают от двуокиси серы и несгоревших углеводородов, осушают и подают в грузовые танки.

С помощью систем автоматического управления, контроля и сигнализации выполняются следующие функции: местный и дистанционный пуск системы осушенных инертных газов и вывод ее из действия, поддержание и контроль заданных параметров установки, защита и сигнализация при аварийных ситуациях, автоматизированная дегазация грузовых танков.

При ходе судна в грузу или в балласте в танках автоматически поддерживается избыточное давление инертных газов в пределах 2—9 кПа. При достижении предельных значений контролируемых параметров подача инертных газов в танки прекращается и срабатывает аварийная сигнализация в рулевой рубке и ЦПУ.

33. АВТОМАТИЗАЦИЯ ПАЛУБНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Автоматизация якорных механизмов. Суда с высокой степенью автоматизации в ряде случаев оборудуются автоматизированными якорными механизмами. Автоматизация позволяет дистанционно из рулевой рубки управлять отдачей якорей и контролировать длину вытравленной цепи. Это предотвращает аварийные ситуации из-за задержки отдачи якорей, а также позволяет облегчить труд боцмана и освободить его от несения постоянной вахты на баке судна в сложных навигационных условиях.

На теплоходах типа «Варнемюнде» установлена электропневмогидравлическая система дистанционной отдачи якоря из рулевой рубки (рис. 67). В ходовом режиме барабан *11* якорного шпиля зажат вручную ленточным тормозом *12*. Один конец ленты с гайкой *9* жестко соединен с корпусом шпиля, другой — с подвижным гидравлическим цилиндром *15*. При отсутствии давления масла цилиндр отжимается от поршня силовой пружиной и через резьбовой шток *10* сжимает ленту, охватывающую барабан. Для ручного торможения барабана вращают маховик *8* валиковой передачей, связанной с червячным редуктором. Шток с резьбой, вращаясь вместе с червячной шестерней, ввинчивается в гайку *9* и обжимает ленту *12*. Усилие обжатия определяется действием пружины гидроцилиндра.

Дистанционное управление позволяет производить аварийную и автоматизированную отдачу якоря. В первом случае на панели дистанционного управления *ПДУ* нажимают кнопку аварийной отдачи якоря, и вытравливание якорной цепи идет до тех пор, пока нажата кнопка. Во втором случае переключателем *ПДУ* устанавливают требуемую длину вытравливаемой цепи, а затем нажимают кнопку автоматической отдачи якоря.

Длину вытравленной цепи контролируют по лампе *Н1* и шкале указателя *У*. Лампа загорается в момент нажатия любой из кнопок и гаснет после того, как якорь опустился ниже шлюза на 2 м. После этого

загорается лампа *Н2*, сигнализирующая о готовности отдачи якоря. Сигнализаторами являются микровыключатели *13*, воздействие на которые передается от кулачка, разворачиваемого через редуктор *Р* при вращении грузового вала шпиля. Указатель *У* электрически связан с сельсином-датчиком *СД*, якорь которого разворачивается от вала того же редуктора *Р*. В автоматическом режиме по сигналу от *СД* контролируется длина вытравленной цепи и подается управляющий импульс на торможение барабана шпиля.

Пневмогидравлическая система работает одинаково при любом режиме отдачи якоря. При нажатии кнопки автоматической отдачи электропитание (24 В) подается на катушку *6* электропневматического золотника *7*. Под действием электромагнитного поля катушки соленоида золотник, преодолевая действие возвратной пружины, смещается вниз и сообщает напорную магистраль с управляющей полостью золотника *3*. Воздух под давлением $p_р$, проходя через регулятор *5* давления, редуцируется до давления $p_н$ и через маслораспылитель *4* подается к золотникам *3* и *7*. Управляющий воздух через золотник *7* подается к золотнику *3* и, преодолевая действие пружины, открывает его. Силовой воздух через золотник *3* подается в пневмогидравлический дифференциальный цилиндр *2*.

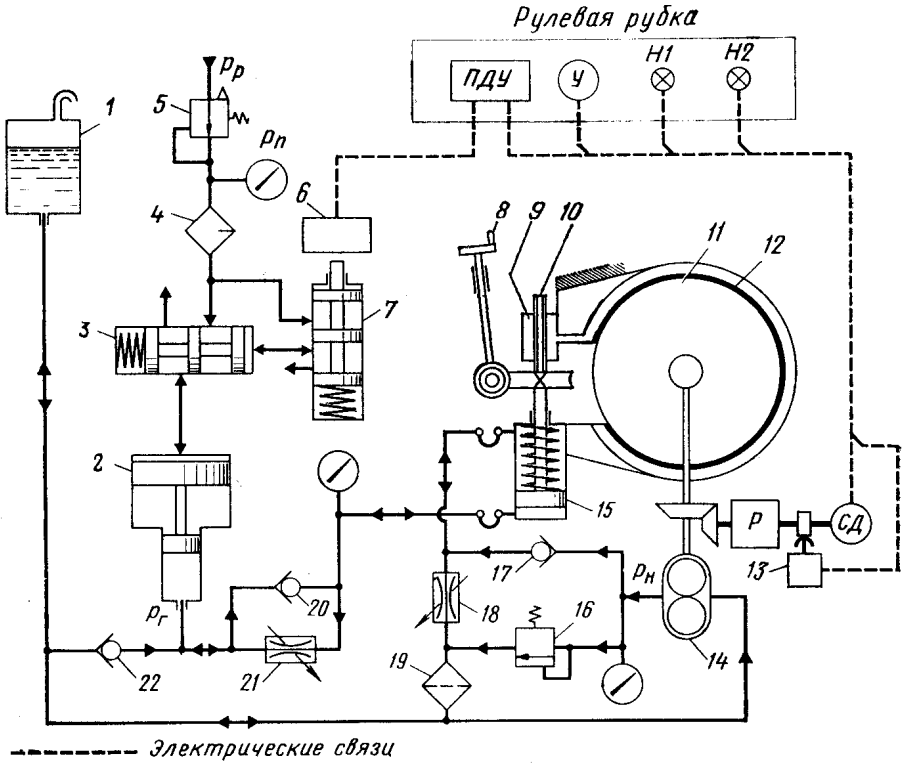


Рис. 67. Схема автоматизации управления якорным шпилем

Поршень цилиндра перемещается и вытесняет масло из нижней полости с давлением $p_г$. Это давление будет во столько раз больше давления воздуха, во сколько раз площадь верхнего поршня больше площади нижнего. Масло с давлением $p_г$ через невозвратный шариковый клапан *20* подается в гидроцилиндр *15*, который, преодолевая действие силовой пружины, перемещается относительно поршня, отжимает ленту тормоза и растормаживает барабан *11*. Под действием веса якоря барабан вращается и якорная цепь вытравливается.

Скорость отдачи якоря определяется действием отрицательной силовой гидравлической ЖОС. Ее датчиком является шестеренный масляный насос *14*, приводимый во вращение через вал от барабана шпиля. Масло из расходного бака *1* насосом *14* под давлением $p_н$ через невозвратный клапан *17* подается в верхнюю полость гидроцилиндра *15* и к дроссельному клапану *18*. С увеличением частоты вращения барабана возрастают подача насоса, давление $p_н$ и сила, действующая на поршень и гидроцилиндр. Эта сила, суммируясь с силой действия пружины, движет цилиндр вверх, вызывая притормаживание барабана и ограничение скорости отдачи якоря. Масло, вытесняемое из нижней полости гидроцилиндра *15*, запирает невозвратный клапан *20* и через дроссельный клапан *21* перетекает в нижнюю полость дифференциального цилиндра.

Плавность возврата масла в цилиндр *2* и торможения барабана *11* регулируется открытием дроссельного клапана *21* (нормальное открытие составляет 3—4 оборота). Тормозное усилие и скорость отдачи якоря однозначно определяются давлением $p_н$, которое можно регулировать изменением проходного сечения дросселя *18*. Нормальная скорость отдачи якоря составляет 2,3 м/с, что должно соответствовать давлению масла $p_н = (118 \div 147)\ 10^5$ Па. При достижении максимально допустимого давления масло идет на рециркуляцию помимо дросселя *18* через предохранительный клапан *16*. Масло, идущее на рециркуляцию от насоса *14* и вытесняемое из верхней полости гидроцилиндра *15*, проходит через фильтр *19*, очищаясь от механических примесей.

После того как вытравится якорная цепь заданной длины, по сигналу от *СД* срабатывает система управления и обесточивается катушка соленоида *6*. Золотники *3* и *7* под действием возвратных пружин возвращаются в исходное положение и силовой воздух из верхней полости дифференциального цилиндра *2* стравливается в атмосферу. Под давлением масла в верхней полости и действием силовой пружины гидроцилиндр *15* перемещается и окончательно затормаживает барабан *11*. Масло из нижней полости гидроцилиндра через дроссельный клапан *21* перетекает под дифференциальный поршень цилиндра *2*, поставив его в исходное положение.

Из расходного бака *1* через невозвратный клапан *22* восполняются утечки масла в силовой части гидросистемы и создается постоянный

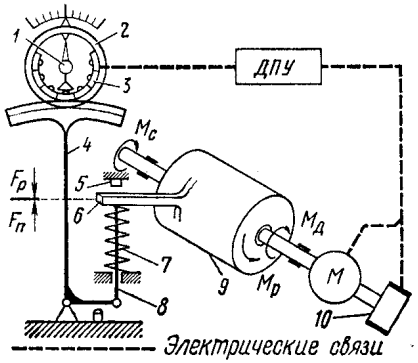


Рис. 68. Схема автоматизации управления швартовной лебедкой

подпор на всасывании насоса *14*. Гидросистема заполняется специальным маслом марки АМГ-10.

Автоматизация швартовных механизмов. Автоматически поддерживается заданное тяговое усилие в швартовных канатах. В схеме автоматизации управления швартовной лебедкой (рис. 68) предусмотрено ручное либо автоматическое управление приводным электродвигателем M лебедки с дистанционного пульта управления *ДПУ*.

Электродвигатель через планетарный *9* и цилиндрический (на схеме не показан) редукторы передает крутящий момент $M_д$ на барабан лебедки. При свободном выпуске троса рычаг *6*, жестко соединенный с корпусом планетарного редуктора, под действием силовой пружины *7* измерителя тягового усилия прижат к упору *5* корпуса. При выбирании троса рычаг *6* разворачивается и сжимает пружину *7* пропорционально тяговому усилию. От рычага через тягу *8* разворачивается кулиса *4* и входящая с ней в зацепление траверса *2* с сигнализаторами *3*.

В режиме ручного управления тяговое усилие контролируют по углу разворота траверсы, указательная стрелка которой перемещается вдоль шкалы нагрузки. Когда истинная нагрузка достигает требуемого значения, рукояткой *1* уставки задания тягового усилия стрелку задатчика совмещают со стрелкой траверсы и переводят лебедку с *ДПУ* на автоматический режим работы.

При установившемся режиме электродвигатель M обесточен, а его вал заторможен электротормозом *10*. Момент сопротивления $M_с$ на валу редуктора уравновешен моментом $M_р$ на корпусе планетарного редуктора. Рычаг действует на пружину с силой $F_р$, которая уравновешивается силой $F_п$, удерживая траверсу *2* в заданном положении.

При изменении тягового усилия на канате нарушается равновесие сил, траверса разворачивается и сигналы от сигнализаторов *3* поступают в *ДПУ*. В результате получают питание электротормоз и электродвигатель. От электродвигателя приводится во вращение барабан лебедки и восстанавливается заданное тяговое усилие на канате. Соответственно при увеличении нагрузки канат стравливается, а при уменьшении — наматывается на барабан. Скорость движения каната может выбираться автоматически в зависимости от рассогласования нагрузки, т. е. угла разворота траверсы от заданной уставки.

В некоторых устройствах предусмотрена сигнализация о крайних значениях нагрузки (нулевой при обрыве каната и максимальной при перегрузке), вынесенная на пульт вахтенного у трапа.

Автоматизация буксирных лебедок аналогична рассмотренной и обеспечивает выравнивание дистанции буксировки.

34. АВТОМАТИЗАЦИЯ УСТРОЙСТВ КРЕНОВАНИЯ И УСПОКОЕНИЯ КАЧКИ СУДНА

Специализированные суда с горизонтальным способом погрузки оборудуют устройствами, позволяющими автоматически выравнивать крен, образующийся при асимметричной загрузке судна, и успокаивать его качку в штормовых условиях плавания. В качестве примера такого устройства рассмотрим работу универсальной системы «Интеринг».

Принцип действия системы основан на создании восстанавливающего момента силы $M_{вост}$ (рис. 69, *а*), действующего на корпус судна в противоположном направлении кренящему моменту $M_{кр}$ и вызванного действием веса груза при погрузке либо волнением моря. Восстанавливающий момент $M_{вост}$ создают перераспределением масс воды в бортовых вертикальных танках, соединенных между собой трубопроводом в нижней части. Чем больше разность уровней ΔH в бортовых танках и число

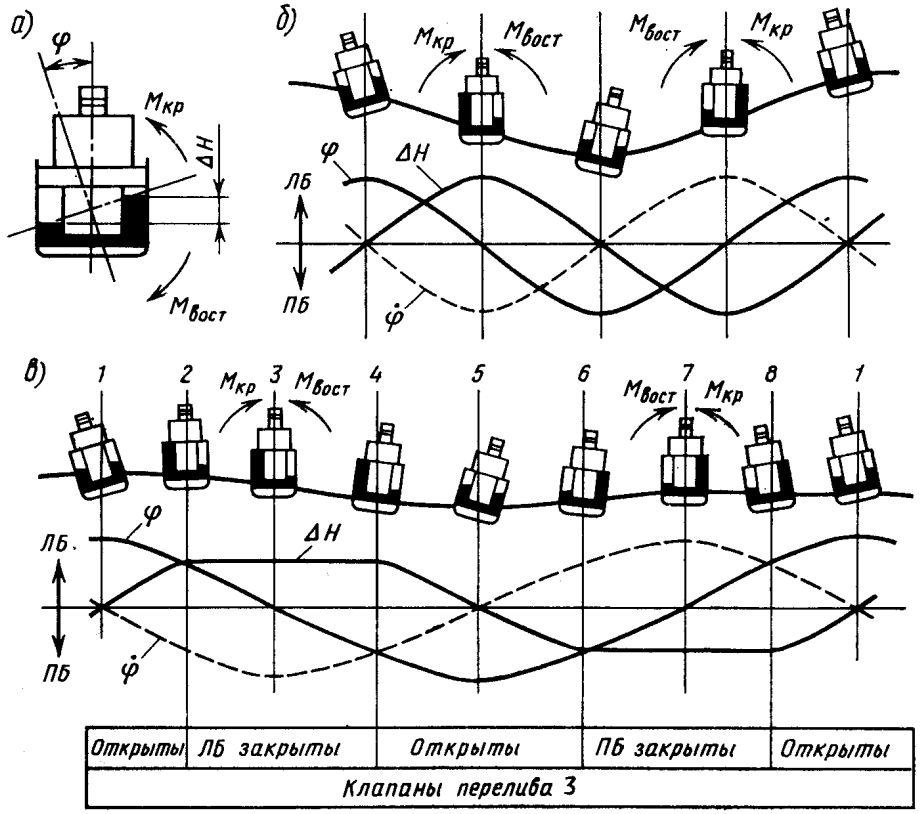


Рис. 69. Диаграммы качки судна

их групп, тем больше значение $M_{вост}$. На судне устанавливают обычно несколько групп (*A*, *B*, *C*) танков различной вместимости.

Система «Интеринг» (рис. 70) электропневматическая, а работать может в режимах успокоения качки (управление и контроль ведется с пульта управления *ПУ1* ходового мостика) или кренования (управление и контроль ведется с пульта *ПУ2* поста управления грузовыми операциями). Пульты управления электрически связаны с блоком автоматического управления *БАУ*. С пульта *ПУ3*, расположенного в ЦПУ рядом с *БАУ*, ведется управление и контроль системы в эксплуатационных и наладочных режимах работы.

В режиме кренования при выполнении портовых перегрузочных операций система в автоматическом режиме должна удерживать судно на «ровном киле». Предварительно выбирают нужную группу танков (*A*, *B* или *C*) и заполняют их до середины водой от балластной системы. Запорные клапаны *3* в этом режиме работы постоянно закрыты. Если из-за асимметричной загрузки судна образуется крен, то по команде сенсорных переключателей *СО* маятникового сигнализатора крена *СК* с гидравлическим успокоителем через *БАУ* подаются управляющие сигналы на электромагнитные золотники *8* и *12* и на включение электроприводного винтового компрессора *10*. Из баллонов основного запаса сжатый воздух с давлением $p_р$ стабилизатором *14* понижается до давления $p_п = 9{,}8 \cdot 10^5$ Па и через золотник *8* поступает в соответствующие полости ИМ двустороннего действия, а противоположные полости сообщаются с атмосферой, вызывая открытие запорных клапанов *7*. Посредством золотника *12* аналогично происходит диагонально-попарное переключение нагнетательных *11* и выпускных *9* клапанов. В результате через открывшиеся клапаны одного борта, на который образовался крен, компрессором *10* нагнетается сжатый воздух в бортовой танк, а воздушное пространство танка противоположного борта сообщается с атмосферой. Под действием разности давлений воздуха вода перетекает в танке по соединительной трубе с одного борта на другой и крен уменьшается. При нулевом крене ($\varphi = 0$) по команде сенсорных переключателей *СО* клапаны *7* закрываются, а винтовой компрессор останавливается.

Позиционный контроль уровня воды в танках ведется от сигнализаторов *6* (только в танке *A*) и *5*, от которых срабатывает сигнализация на пультах управления и включаются светофоры в трюмах. Светофоры светящимися стрелками указывают направление (правый или левый борт), куда следует перемещать поступающий груз.

Аварийное выключение системы с закрытием всех клапанов происходит с ростом угла крена до $\varphi = 5°$ (по команде от сигнализаторов *СП*), при перегрузке электродвигателя винтового компрессора, понижении давления управляющего воздуха $p_п < 7{,}8 \cdot 10^5$ Па (по сигналу от реле давления *13*) и исчезновении электропитания системы с последующим срабатыванием АПС.

При плавании в штормовых условиях система U-образных танков, наполовину заполненных водой и с пассивно управляемым воздушным

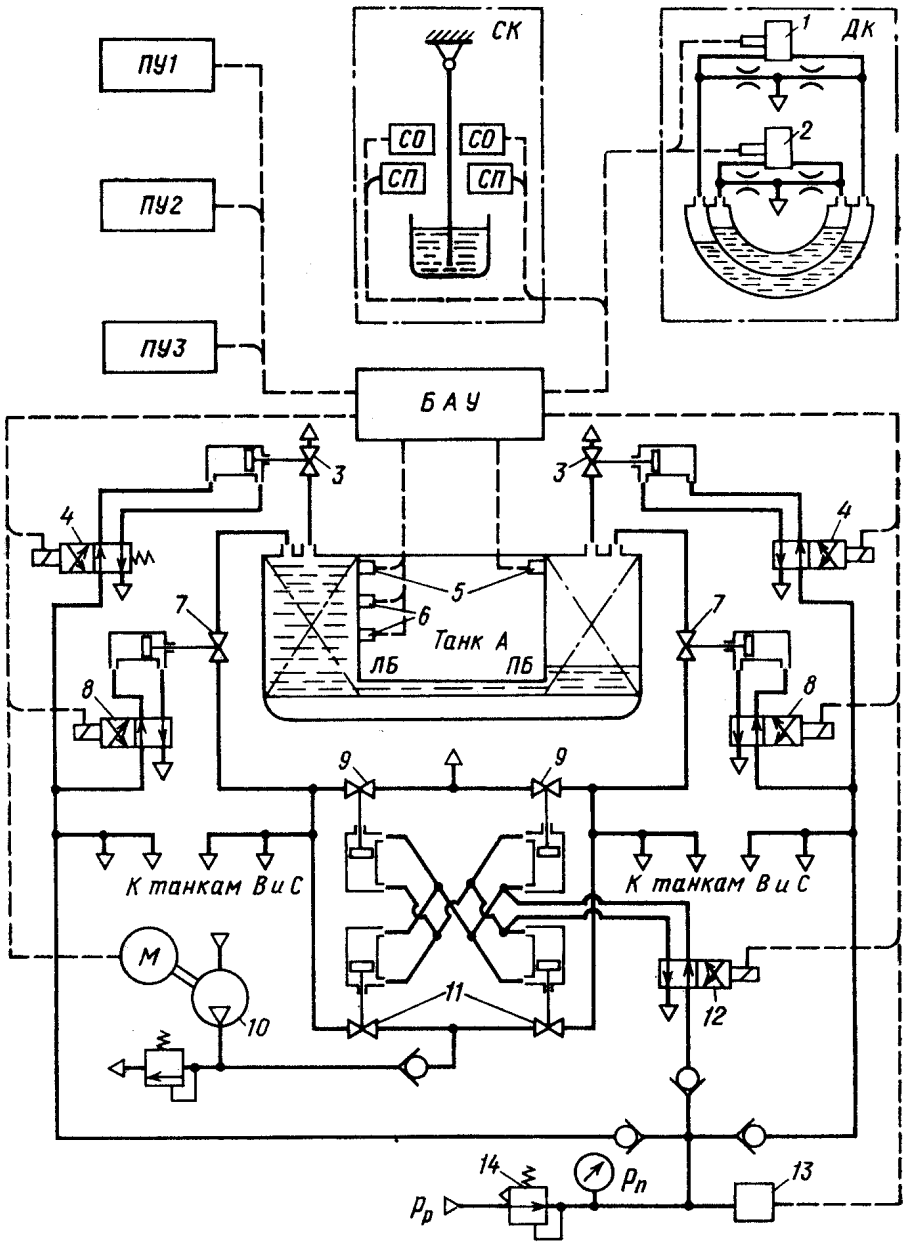


Рис. 70. Принципиальная схема системы «Интеринг»

пространством над ней, является успокоителем качки, работающим по принципу «двойного маятника». В этом режиме работы клапаны *7* закрыты, винтовой компрессор *10* выключен, а управление осуществляется открытием и закрытием клапанов *3* заранее выбранной группы танков *А* и *В* по сигналам датчика качки *ДК* и сигнализаторов *5* предельного уровня.

Датчик *ДК* вырабатывает для *БАУ* информацию о размерах и скорости качки. Он состоит из двух согнутых по радиусу прозрачных трубок, к концам которых подсоединены дифференциальные датчики *1* и *2* перепада давлений. Средние полости прозрачных трубок заполнены жидкостью, а верхние — воздухом и через дроссели соединяются с атмосферой. Возникновение крена в динамике (при качке) приводит к перемещению жидкости внутри трубки (подобно поршню) и созданию с одной стороны датчиков *1* и *2* избыточного давления воздуха, а с другой — разрежения. Сила, вызванная разностью давлений, прогибает мембраны датчиков *1* и *2* и на их выходах появляются управляющие сигналы, идущие на вход *БАУ*. Сигналы исчезают при выравнивании давлений в полостях датчиков с атмосферным по мере перетекания воздуха, через дроссели и при изменении направления угла крена.

Дроссели настраивают таким образом, что датчик *1* вырабатывает управляющий сигнал только при довольно быстром нарастании угла φ крена, т. е. является датчиком скорости нарастания угла качки $\varphi = d\varphi/dt$. Это позволяет производить упреждающее регулирующее воздействие и повышать качество стабилизации корпуса судна при бортовой качке.

Датчик *2* вырабатывает сигнал в динамике при крене судна на десятые доли градуса. Если судно приобретает определенный крен на длительное время из-за бортового ветра или асимметричного расположения груза, давления в полостях датчика *2* выравниваются через дроссели и сигнал крена исчезает. Дроссели настраивают таким образом, чтобы вызванный изменением крена перепад давлений в полостях ($\Delta p = 50$ Па) исчезал через 3—4 мин *.

По сигналам *ДК* через *БАУ* производится управляющее воздействие на клапаны *3* по алгоритму, описываемому фазовыми циклами (см рис. 69, *а*). Волнение моря создает действующий на корпус судна кренящий момент $M_{кр}$, вызывающий бортовую качку. Это в свою очередь вызывает перетекание воды в бортовых танках через соединительную трубу и создание восстанавливающего момента $M_{вост}$ из-за разности уровней ΔH воды в танках, направленного в сторону, противоположную действию момента $M_{кр}$. Такое взаимодействие моментов $M_{кр}$ и $M_{вост}$ вызывает уменьшение бортовой качки судна. Эффективность успокоения качки судна зависит от соотношения периода $T_т$ полного перетекания воды в танках с борта на борт и периода $T_в$ качки от волнения моря. Размеры танков рассчитывают так, чтобы период $T_т$ был близок самому короткому значению периода $T_в$, ожидаемому при работе судна.

При совпадении значений этих временных периодов (рис. 69, *б*) фаза максимальной разности уровней ΔH отстает от фазы максимального угла φ крена на четверть периода, что обеспечивает максимальный эффект успокоения качки вследствие саморегулирования между значениями $M_{кр}$ и $M_{вост}$. При этом клапаны *3* (см. рис. 70) удерживаются системой управления в открытом состоянии.

С ростом $T_в$ больше $T_т$ (рис. 69, *в*) увеличивается амплитуда качки, в результате чего возможны переполнение и перелив воды из бортовых танков в балластные, что приведет к снижению эффективности работы системы. Однако в работу вступает система автоматического регулирования, действие которой поясняется фазовыми диаграммами. В промежутке *1* и *2* под действием силы тяжести вода движется в танках с правого борта (*ПБ*) на левый (*ЛБ*), создавая нарастающий момент $M_{вост}$, под действием которого уменьшается угол φ крена судна. К моменту *2* уровень воды в танке *ЛБ* достигает максимального значения и по команде сигнализатора *5* уровня (см. рис. 70) *ЛБ* через *БАУ* электромагнитный золотник *4* закрывает клапан *3* левого борта, исключив выброс воды из танка. В течение периода *2* — *4* (см. рис. 69, *в* и 70) под действием максимальной разности уровней ΔH воды в танках удерживается наибольшее значение момента $M_{вост}$, который противодействует моменту $M_{кр}$. К моменту *4* судно накреняется на противоположный (правый) борт и по сигналу *ДК* через БАУ открывается клапан *3*. Вода с максимальной скоростью устремляется в танк *ПБ*. К моменту *5* уровни воды в танках сравниваются ($\Delta H = 0$) и крен начинает уменьшаться. Когда уровень воды в танке правого борта достигает максимального значения (момент *6*), по команде сигнализатора *5* уровня *ПБ* через *БАУ* золотник *4* закрывает клапан *3* правого борта. В течение периода *6*—*8* работа системы аналогично повторяется.

Фазы открытия клапанов *3* наступают тем быстрее, чем больше скорость изменения угла φ крена, что позволяет снизить амплитуду качки судна. Оптимальную динамическую настройку системы производят изменением проходных сечений дросселей датчика *1*.

* Манометр отградуирован в миллиметрах водного столба ($\Delta p = 5$ мм вод. ст.).

ГЛАВА 4 АВТОМАТИЗАЦИЯ СУДОВЫХ ПАРОВЫХ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

35. АВТОМАТИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ КОТЛОВ ВОДОЙ

Особенности регулирования уровня воды в котле. Котельная установка предназначена для производства пара с определенным давлением и температурой. С позиции автоматического регулирования паровой котел является объектом со связанными параметрами. Основным видом возмущения является изменение нагрузки (расхода пара), которое вызывает изменение основных параметров: уровня воды в барабане, давления и температуры пара.

Уровень воды в котле изменяется из-за разности подвода воды и отвода пара в единицу времени, а также при изменении паросодержания под зеркалом испарения вследствие изменения давления пара и расхода топлива.

При установившемся режиме подвод воды и расход пара равны, а уровень h_0 постоянен (рис. 71). При ступенчатом увеличении расхода пара из котла снижается давление пара в барабане, а следовательно, и температура парообразования. Это вызывает интенсивное парообразование в массе воды, находящейся под зеркалом испарения,т. е. повышение уровня из-за явления «набухания» воды (линия *1*). В то же время из-за разности подвода воды и расхода пара уровень стремится к снижению (линия *3*). Под действием указанных факторов действительное изменение уровня при ступенчатом росте нагрузки отражено линией *2*. Следовательно, в начальный период уровень возрастает под действием «набухания» воды, а затем снижается из-за увеличения расхода пара.

При уменьшении расхода характер изменения уровня сохраняется, но с противоположными знаками. Очевидно, изменение уровня из-за «набухания» будет тем больше, чем меньше объем парового пространства барабана и больше воды под зеркалом испарения, а также больше значение возмущения и выше скорость его нанесения. Так как с позиции регулирования уровня паровой котел является нейтральным многоемкостным объектом, то при сохранении разности между притоком воды и расходом пара уровень непрерывно изменяется. Скорость изменения уровня выше в главных котлах, обладающих меньшей инерционностью и бо́льшим вероятным значением возмущения в условиях эксплуатации. Поэтому труднее поддерживать с высокой точностью уровень в главных котлах, чем во вспомогательных.

Регуляторы уровня. Работа вспомогательных и утилизационных котлов, устанавливаемых на судах с дизельными и газотурбинными СЭУ, характеризуется обычно сравнительно малыми и достаточно плавными изменениями нагрузки по расходу пара. При этом уровень воды в котле изменяется довольно медленно и значительно меньше проявляется явление «набухания». Поэтому представляется возможным использование простых одноимпульсных регуляторов уровня непрерывного действия с падающей статической характеристикой (см. рис. 33, *в*) либо регуляторов позиционного действия с настройкой определенной ширины зоны нечувствительности (см. рис. 32, *б*).

Одноимпульсные гидравлические регуляторы питания с мембранным измерителем уровня (см. рис. 33, *а*) устанавливают на вспомогательных котлах судов отечественной постройки. При выходе из строя измерителя *3* или струйного реле *5* открытие питательного клапана *11* изменяют вручную разворотом рычага *10*. Предварительно необходимо сообщить между собой полости исполнительного механизма, открыв клапан *14*.

Термогидравлические регуляторы уровня прямого действия с датчиками (см. рис. 9, *б*) устанавливают на вспомогательных или малонапряженных главных котлах. Выходная трубка *10* датчика уровня подсоединена к полости исполнительного механизма, конструктивно подобного датчику давления мембранного (см. рис. 5, *а*) или сильфонного (см. рис. 6, *б*) типа. Термогидравлический датчик в совокупности с ИМ образуют регулятор уровня, воздействующий на двухседельный клапанный РО (см. рис. 22, *б*).

При установившемся режиме массовый расход пара из котла равен притоку питательной воды, подаваемой в котел от непрерывно работающего питательного насоса, и уровень воды в барабане неизменен. Сила от давления конденсата датчика уровня, действующая на активную площадь мембраны (сильфона), уравновешивается силой действия пружины ИМ, и его выходной шток удерживает двухседельный РО в неподвижном состоянии.

Изменение расхода пара из котла приводит к изменениям уровня воды в барабане, давления конденсата, соотношения сил ИМ и перемещению питательного клапана. Это движение будет происходить до тех пор, пока не восстановится равенство между новым расходом пара и притоком питательной воды. Однако большее открытие клапана на установившемся режиме возможно только при большем давлении в полости ИМ, а следовательно, при более низком уровне воды в котле, т. е. для работы АСР с таким регулятором характерна статическая неравномерность и падающая статическая характеристика *III* (см. рис. 33, *в*).

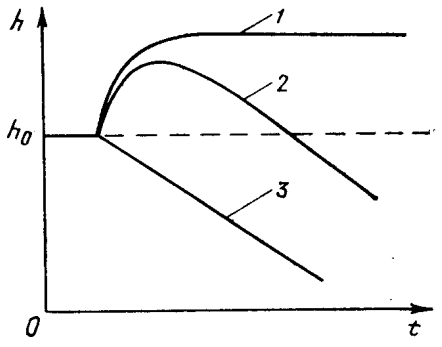


Рис. 71. График изменения уровня воды в паровом котле

Наклон статической характеристики (неравномерность) зависит от

угла наклона датчика к поверхности воды в барабане. Наклон датчика, выбираемый при первоначальной установке регулятора, должен обеспечивать статическую неравномерность $\Delta h_{нер} = 70 \div 100$ мм. С уменьшением угла наклона неравномерность уменьшается, однако в динамике может возрасти колебательность переходного процесса. Поэтому выбором угла наклона датчика регулируют не только статизм АСР, но и ее динамику.

Повышенная колебательность переходного процесса АСР возможна также из-за возросших сил трения в уплотнительном сальнике ИМ либо из-за попадания воздуха в полости датчика и ИМ.

На заданный уровень воды регулятор настраивают при первоначальной установке его на котел выбором положения датчика относительно нормального уровня при среднем предварительном натяжении пружины ИМ, а в условиях эксплуатации — изменением ее натяжения.

Поплавковые регуляторы уровня (см. рис. 32) устанавливают на вспомогательных и утилизационных котлах малой паропроизводительности и на котлах с низкими параметрами пара.

Для уменьшения влияния качки на точность измерения уровня поплавки устанавливают в отдельную камеру *7* (рис. 72, *а*), сообщающуюся с водяным пространством котла через клапан *6*, а с паровым — через клапан *1*. Обычно устанавливают три поплавковых сигнализато-

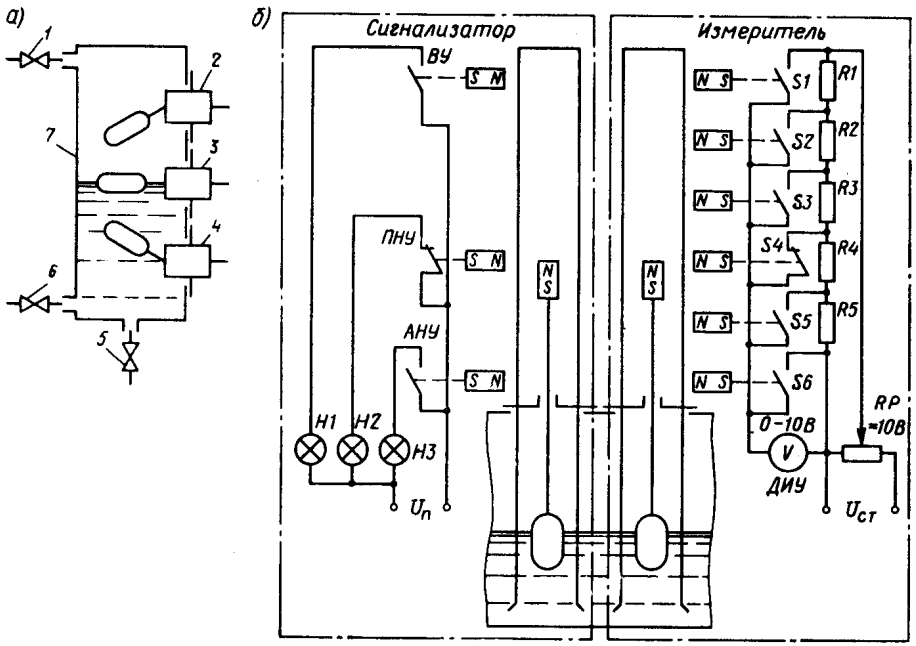


Рис. 72. Схемы установки поплавковых датчиков парового котла

ра. Электрически они включены таким образом, что нижний сигнализатор *4* подает сигнал в систему защиты на выключение котла при аварийном снижении уровня, а средний *3* и верхний *2* управляют включением и выключением питательного насоса. Одновременно от них осуществляется сигнализация о высоте уровня.

Для замены, проверки и настройки сигнализаторов закрывают разобщительные клапаны *1* и *6*, клапан продувания *5* открывают. После выпуска воды и пара из поплавковой камеры сигнализаторы можно демонтировать.

Поплавковые регуляторы, сигнализаторы и измерители уровня с вертикальным расположением поплавков (рис. 72, *б*). В последнее время их устанавливают на вспомогательных и утилизационных котлах. Поплавки, на штоках которых закреплены постоянные магниты, перемещаются в направляющих стаканах, вмонтированных в пароводяной барабан котла. Магниты, закрепленные на штоке поплавка, через стенку немагнитной трубки воздействуют своим магнитным полем на постоянные магниты якорей с контактами или микровыключателями либо на герконы.

С изменением уровня воды в котле поплавок и магнит перемещаются. При сближении одноименных полюсов магнитов поплавка и якоря возникает отталкивающая сила. Якорь перемещается и замыкает свои контакты. Дальнейшее перемещение магнита поплавка приводит к увеличению зазора между полюсами, снижению отталкивающего магнитного потока, возвращению якоря в исходное положение и разрыву цепи контактов.

В системах защиты и сигнализации якоря с контактами или герконы устанавливают вдоль трубки в точках предельных значений уровня. Так, согласно положению магнита поплавка (см. рис. 72, *б*) замкнуты контакты предельно низкого уровня *ПНУ* и сигнальная лампа *Н2* получает питание, а цепи питания ламп *Н1* и *Н3* разомкнуты. В системе позиционного регулирования уровня эти контакты могут управлять включением питательного насоса.

В системе измерения через делитель напряжения, состоящий из цепочки резисторов *R1* — *R5*, магнитоуправляемыми контактами *S1* — — *S6* поочередно замыкается цепь питания дистанционного измерителя уровня *ДИУ*. Показывающим прибором является вольтметр постоянного тока со шкалой, градуированной в единицах измерения уровня. От стабилизированного источника питания постоянного тока с регулировочного резистора *RP* напряжение 10 В подается на цепочку резисторов *R1* — *R5*. Через замкнутый контакт *S4* с делителя (средней точки между резисторами *R3* и *R4*) напряжение, пропорциональное значению уровня, подается на вольтметр *ДИУ*, вызывая соответствующее отклонение его стрелки. При максимальном уровне замыкается контакт *S1* и на прибор подается полное напряжение. При аварийно низком уровне поплавок опускается и ставит магнит на упор. Контакт *S6* замыкается, прибор шунтируется и его стрелка встает в нулевое положение. Точность измерения уровня будет тем выше, чем больше маг-

нитоуправляемых контактов и резисторов делителя напряжения установлено вдоль трубки. В приборах отечественного производства их устанавливают на расстоянии 15 мм. Полное отклонение стрелки вольтметра *ДИУ* регулируется резистором *RP* при максимальном уровне.

36. ОСНОВЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОПЛИВОСЖИГАНИЯ В ГЛАВНЫХ КОТЛАХ

Для автоматизации процесса топливосжигания современных судовых парокотельных установок вводят различные системы регулирования, контроля и защиты, обеспечивающие экономичную и безаварийную работу.

Автоматическое регулирование топливосжигания обеспечивает поддержание в заданных пределах давления пара и соотношения воздух — топливо. Более точное поддержание параметров позволяет облегчить работу обслуживающего персонала и получить 3—4 % экономии топлива по сравнению с ручным квалифицированным обслуживанием.

Процесс регулирования топливосжигания сводится к поддержанию заданного давления пара при сохранении теплового баланса котла, т.е. часовые расходы теплоты с уходящим паром $Q_{\text{п}}$ и тепловыми потерями $Q_{\text{п от}}$ должны компенсироваться подводом теплоты $Q_{\text{т}}$ от сжигания топлива и теплоты $Q_{\text{п в}}$, подводимой с питательной водой:

$$Q_{\text{п}} + Q_{\text{пот}} = Q_{\text{т}} + Q_{\text{п. в}}.$$

В условиях эксплуатации нарушение теплового баланса может быть следствием изменения любой величины, входящей в уравнение. Со временем вследствие положительного саморегулирования баланс восстановится, однако при этом возможны новые значения давления и температуры пара, значительно отличающиеся от заданных. А для обеспечения наибольшей экономичности и безаварийной работы котельной установки эти параметры необходимо поддерживать в определенных пределах.

Основным видом возмущения котельной установки является изменение расхода пара $D_{\text{п}}$, вызывающее изменение его давления $p_{\text{п}}$, которое поддерживается на заданном уровне регулированием расхода топлива. *Давление пара* — это главный регулируемый параметр, а регулятор, вырабатывающий сигнал о его отклонении от заданного значения, называется *главным регулятором*.

По характеру воздействия главного регулятора на РО топливо- и воздухоподачи автоматические системы могут быть непрерывного, позиционного и комбинированного регулирования. Первый способ применяют при автоматизации главных котлов, второй и третий — при автоматизации вспомогательных котлов.

При *непрерывном регулировании* на установившихся режимах давление пара поддерживается в пределах статической неравномерности

АСР непрерывным изменением топливо- и воздухоподачи в зависимости от нагрузки котла.

В системе *позиционного регулирования* давление пара поддерживается в пределах нечувствительности АСР воздействием на органы топливо- и воздухоподачи по принципу включено-выключено.

При *комбинированном регулировании* сочетаются оба способа, причем диапазон непрерывного регулирования находится в промежутке позиционного регулирования давления пара.

По принципу воздействия главного регулятора на органы топливо- и воздухоподачи АСР могут быть:

параллельного действия, когда главный регулятор одновременно (параллельно) воздействует на РО топливо- и воздухоподачи;

последовательного действия, когда главный регулятор воздействует сначала на РО топливоподачи, а подача воздуха меняется по подаче топлива (регулирование «воздух по топливу»), либо на РО воздухоподачи, а подача топлива меняется по подаче воздуха (регулирование «топливо по воздуху»).

Соотношение расхода топлива и воздуха определяется обычно профилем органов задания. Однако при одном и том же задании соотношение воздух — топливо может в условиях эксплуатации произвольно меняться вследствие изменения их параметров (давления, температуры, вязкости, расхода и т. д.) и износа регуляторов.

37. АВТОМАТИЗАЦИЯ ТОПЛИВОСЖИГАНИЯ В ГЛАВНЫХ КОТЛАХ ТУРБОХОДА «СОФИЯ»

Всережимная АСР топливосжигания (рис. 73) одновременно в двух котлах обеспечивает поддержание давления пара со статической неравномерностью $\delta = (8 \div 10)$ % при номинальном давлении $40{,}2 \cdot 10^5$ Па. АСР непрерывного регулирования — непрямого и параллельного действия. В качестве вспомогательной энергии применяют воду под давлением $p_{\text{р}} = (5{,}88 \div 7{,}84)\ 10^5$ Па.

При установившемся режиме давление пара постоянно, силы, действующие на торец сильфона датчика *2* главного регулятора со стороны давления пара уравновешиваются суммарным действием настроечной пружины *1* и пружины *4* жесткой обратной связи. Заслонка струйного реле находится в среднем положении, а поршень исполнительного механизма *16* неподвижен и через кривошипно-шатунный механизм и шестеренный привод удерживает распределительный вал *5* в определенном положении, соответствующем данной нагрузке. Положением вала определяются открытие топливорегулировочного золотника *20*, задание датчика *8* регулятора давления топлива и датчика *18* регулятора расхода воздуха.

Часть мазута от топливного насоса идет на слив через клапан *30* регулятора давления топлива, а остальная часть через топливоподогреватель *24*, фильтры *23*, золотник *20* и распределительный коллектор *14* по-

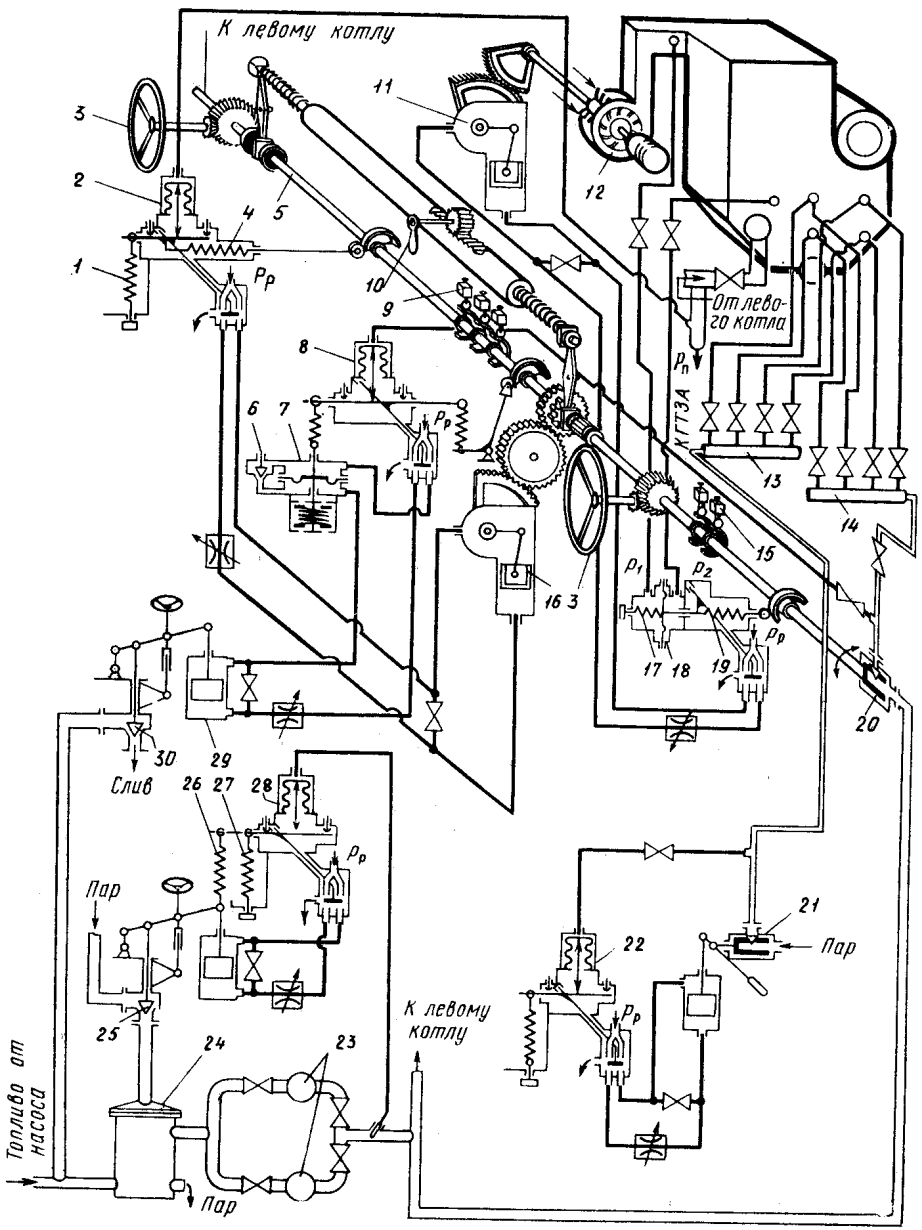


Рис. 73. Схема автоматизации топливосжигания на турбоходе «София»

ступает одновременно к четырем паромеханическим форсункам котла.

Воздух, необходимый для сгорания топлива, подается в топку вентилятором *12*, а его подача определяется положением шиберов на всасывающем патрубке, которые удерживаются в определенном положении исполнительным механизмом *11* регулятора расхода воздуха.

С изменением расхода пара меняется его давление и нарушается равновесие сил датчика *2* главного регулятора. Заслонка струйного реле смещается из среднего положения, вода под давлением поступает в соответствующую полость исполнительного механизма *16*, и происходит разворот распределительного вала. По мере разворота через закрепленный на валу профильный кулак изменяется натяжение пружины *4* жесткой обратной связи главного регулятора, и заслонка струйного реле возвращается в среднее положение, а движение поршня ИМ и распределительного вала прекращается.

При развороте распределительного вала одновременно (параллельно) через профильные шайбы изменяется и задание регуляторам давления топлива и расхода воздуха.

При развороте профильной шайбы в датчике *8* регулятора давления топлива изменяется предварительное натяжение пружины задания, нарушается равновесие сил, действующих на рычажную систему со стороны пружин (настроечной и ИОС), и сил давления топлива, передаваемого по импульсной магистрали от главного топливопровода на торец сильфона. Заслонка струйного реле смещается из среднего положения и поршень исполнительного механизма *29*, двигаясь, изменяет открытие клапана *30* обратного слива топлива до тех пор, пока заданное давление, определяемое натяжением пружины датчика, и действительное в главном топливопроводе не сравняются.

Мембранный изодром *7*, включенный в гидравлический трубопровод между струйным реле и ИМ, оказывает временное отрицательное воздействие на датчик, что обеспечивает снижение раскачивания системы топливоподачи при резких и глубоких изменениях нагрузки котла. Динамика АСР давления топлива регулируется временем изодрома (изменением проходного сечения дроссельного клапана *6*).

При развороте профильной шайбы в датчике *18* регулятора расхода воздуха изменяется предварительное натяжение настроечной пружины *19*, вызывая нарушение равновесия сил действия пружин (настроечной и подстроечной) и сил, вызванных перепадом давлений p_1 и p_2, на мембране расхода. К мембране по импульсным магистралям с одной стороны подводится воздух под давлением p_1 от вентилятора, а с другой — газы из топки под давлением p_2. Под воздействием датчика заслонка струйного реле смещается из среднего положения, и поршень исполнительного механизма *11*, перемещаясь, изменяет разворот шиберов вентилятора *12* до тех пор, пока заданный и действительный перепады давлений воздуха (расходы) не сравняются.

В регуляторах давления топлива и расхода воздуха установлены на выходе астатические усилители, поэтому они поддерживают на всех

режимах заданные давления топлива и расхода воздуха с нулевой неравномерностью. Для повышения экономичности котельной установки на долевых режимах работы автоматически через распределительный вал конечными выключателями *9* переключаются скорости котельных вентиляторов, а выключателями *15* — топливных насосов.

После выхода АСР из состояния равновесия под действием возмущения ее звенья (рассмотренные регуляторы) движутся до тех пор, пока не восстановится тепловой баланс котла при заданном давлении пара. После этого наступает установившийся режим АСР.Правильно настроенная система обеспечивает переходный процесс с бездымным горением топлива, а наибольший заброс давления пара не превышает от +5 до —10 % номинального значения.

Рассмотренная АСР является статической, а регулируется статическая неравномерность действием ЖОС главного регулятора (изменением крутизны профиля кулака, закрепленного на распределительном валу системы).

Главный регулятор настраивают на заданное значение давления пара изменением предварительного натяжения настроечной пружины *1* датчика давления.

Качество процесса сжигания топлива определяют по данным анализа дымовых газов либо дымности и регулируют соотношением воздух — топливо. При недостатке (избытке) воздуха на всех установившихся режимах работы котла следует изменить предварительное натяжение подстроечной пружины *17* датчика расхода воздуха. Если подача воздуха нарушается только на отдельных режимах, то следует соответствующим образом изменить в данной зоне нагрузок профиль кулака распределительного вала, задающего расход воздуха.

Качество сжигания топлива в значительной мере зависит от точности поддержания его вязкости и тонкости распыливания. В системе установлен гидравлический П-регулятор с ЖОС, поддерживающий заданную температуру топлива за фильтрами. Он управляет подачей греющего пара к топливоподогревателю через клапан *25*. Датчик *28* терморегулятора — манометрического типа с парожидкостным наполнителем. Принцип действия и настройка данного регулятора аналогичны регулятору уровня (см. рис. 33). Отличительной особенностью данного терморегулятора является наличие в датчике двух пружин (см. рис. 73): настроечной *27* и жесткой обратной связи *26*. На заданное значение температуры регулятор настраивают изменением предварительного натяжения настроечной пружины по характеристикам вязкости для данного сорта топлива.

На всех режимах работы котла поддерживается удовлетворительное качество распыливания с помощью паромеханических форсунок. Давление распыливающего пара в коллекторе *13* поддерживается постоянным И-регулятором через золотник *21*, а настраивается изменением предварительного натяжения пружины датчика *22*.

Динамическую настройку всех регуляторов, входящих в рассмотренную систему, производят подбором определенных значений времени ИМ, а настройку регулятора давления топлива — подбором значений времени изодрома.

При выходе из строя главного регулятора рукояткой *10* можно разобщить муфты секций распределительного вала и управлять заданием регуляторов давления топлива и расхода воздуха каждого котла вручную вращением маховиков *3*.

38. АВТОМАТИЗАЦИЯ ТОПЛИВОСЖИГАНИЯ В ГЛАВНЫХ КОТЛАХ ТУРБОХОДА «КУБАНЬ»

Принцип действия АСУ топливосжигания котла аналогичен рассмотренному, а устройство более сложно, так как котел работает в комплексе с системами дистанционного управления, защиты и сигнализации. Средства автоматизации системы регулирования топливосжигания обеспечивают безвахтенное обслуживание котельной установки на всех режимах работы. Гидравлическая часть регулирования имеет некоторые особенности. Так, для увеличения динамической устойчивости процессов регулирования в системах обоих котлов применены ПИ-регуляторы давления топлива, а в системе главного котла — ПИ-регулятор расхода воздуха. Вязкость мазута перед форсунками поддерживается гидравлическим П-регулятором вязкости, работающим в совокупности с дифференциальными И-регулятором давления топлива.

Упрощенная принципиальная схема системы регулирования, защиты и сигнализации (РЗГС) котла КВГ 80/80 представлена на рис. 74. Топливо (мазут) из расходной цистерны через фильтр подводится к винтовым насосам *20*, которыми через топливоподогреватели *18*, дроссельный золотник *17* и быстрозапорный клапан *15* подается в коллектор форсунок. Из коллектора топливо поступает к форсункам *5* через клапаны ручного управления *6*, а к форсункам *7* — через клапаны *8*, управляемые гидравлическими серводвигателями *10* и *12*. От этих же серводвигателей производится воздействие на воздухонаправляющие устройства *3*. Подачу воздуха к форсункам *5* регулируют вручную воздухонаправляющими устройствами *4*. Все форсунки на котле *2* — паромеханические, а качественный распыл топлива на всех режимах обеспечивается подачей к ним распыливающего пара через регулятор давления *25*.

Котел разжигают на дизельном топливе вручную при закрытом быстрозапорном клапане *15*. При переходе на тяжелое топливо открывают БЗК и закрывают клапан дизельного топлива. Положения этих клапанов контролируют по сигналу от конечных выключателей *13*.

При установившемся автоматическом режиме работы системы главный регулятор *ГР* удерживает распределительный вал *23* в положении, пропорциональном нагрузке котла. Регулятор давления топлива *РДТ* вследствие обратного слива топлива через золотник *21* поддерживает заданное давление топлива перед БЗК. Соответственно заданная подача воздуха в топку котла поддерживается регулятором расхода

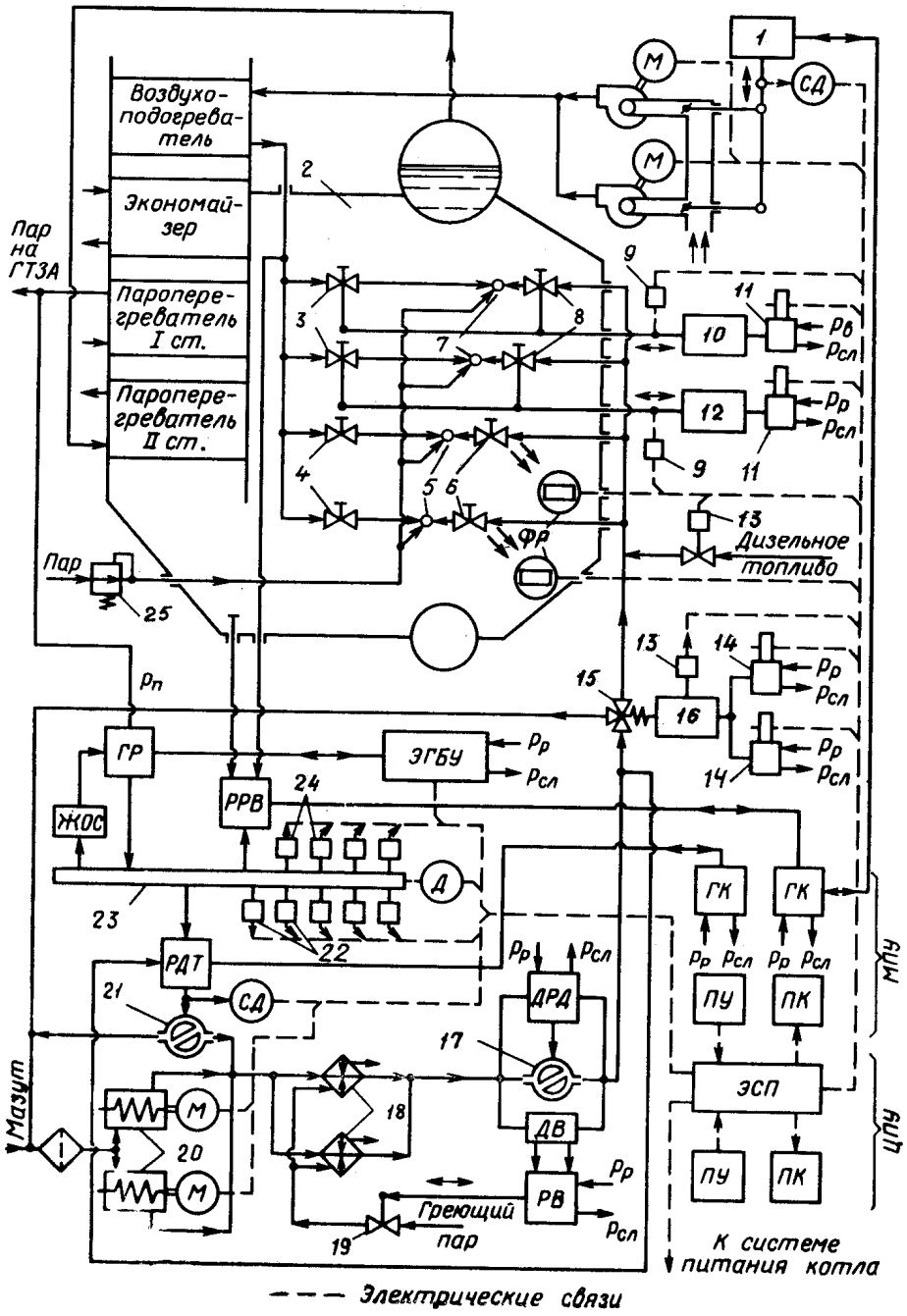


Рис. 74. Схема автоматизации топливосжигания котла КВГ 80/80

воздуха *РРВ*, который настраивают на оптимальные коэффициенты избытка воздуха по показаниям кислородомера. В регулятор расхода воздуха встроен ручной корректор, позволяющий изменять передаточное отношение от кулачка задания распределительного вала, а следовательно, изменять наклон характеристики (программы) расхода воздуха от подачи топлива, т. е. изменять соотношение воздух-топливо.

Дифференциальный регулятор давления *ДРД*, аналогичный рассмотренному (см. рис. 31), поддерживает заданный постоянный перепад давлений топлива $\Delta p_т$ на дроссельном золотнике *17* (см. рис. 74) с нулевой неравномерностью. Этим обеспечивается возможность слива холодного топлива через золотник *21* на малых нагрузках котла при снижении давления топлива перед форсунками до $3{,}92 \cdot 10^5$ Па. Кроме того, при всех нагрузках *ДРД* обеспечивает постоянный перепад давлений топлива на датчике вязкости *ДВ* регулятора вязкости *РВ*. На всех режимах *РВ* поддерживает заданное значение вязкости, воздействуя на подачу греющего пара через клапан *19* к топливоподогревателям *18*.

При малых нагрузках работают форсунки *5*. С ростом нагрузки главный регулятор *ГР* разворачивает распределительный вал и регуляторы давления топлива и расхода воздуха перенастраиваются. Одновременно с разворотом вала на определенный угол по сигналам от конечных выключателей *22* увеличивается частота вращения трехскоростных котельных вентиляторов и соответственно четырехскоростных топливных насосов. А по сигналу конечных выключателей *24* срабатывают четырехходовые электрогидравлические манипуляторы *11*, которые подают воду на гидравлические сервомоторы *10* и *12*, включающие форсунки *7*.

При снижении нагрузки котла автоматически поочередно отключаются форсунки *7* с соответствующей сигнализацией в ЦПУ и на МПУ, а частоту вращения топливных насосов и вентиляторов согласовывают вручную нажатием соответствующих кнопок на пультах управления *ПУ*. От конечных выключателей *9* подаются сигналы на панели контроля *ПК* о положении органов управления форсунок.

Для вывода котла из действия (в том числе аварийного) нужно воздействовать на соответствующие органы пульта управления, по сигналу которых срабатывают трехходовые электрогидравлические манипуляторы *14*. Они сообщают рабочую полость гидравлического двигателя *16* со сливом, и БЗК закрывается. Через манипуляторы можно управлять закрытием БЗК вручную. Аналогично происходит срабатывание БЗК по сигналу системы защиты из электротехнической секции пульта и при отсутствии давления $p_р$ рабочей воды. При срабатывании БЗК прекращается подача топлива к форсункам и идет перепуск его на всасывание топливных насосов.

Автоматическая защита котла срабатывает с выдержкой времени при аварийном снижении и повышении уровня воды в барабане, обесточивании вентиляторов, исчезновении давления рабочей воды и факела. В последнем случае защита срабатывает по сигналу от фоторезисто-

ров *ФР*, установленных на топочном фронте котла. Срабатывание защиты ведет не только к закрытию БЗК, но и к отключению топливных насосов, а с выдержкой времени — и вентиляторов. На ЦПУ выдаются сигналы «Авария» и сигналы на отключение основных потребителей пара.

В системе РЗГС предусмотрены также контроль положения основных ИО и дистанционное управление ими. Контроль ведется по приборам, установленным на панелях контроля *ПК*, по сигналам от сельсинов-датчиков *СД*. Контролируются положения заслонок вентиляторов, перемещаемых гидравлическим серводвигателем *1*, переливного золотника *21*, питательного клапана (на схеме не показан), а также угол разворота распределительного вала по сигналу реостатного датчика *Д*.

Дистанционное управление давлением пара производится на ЦПУ через электрогидравлические блоки *ЭГБУ*, а ручное — из МПУ воздействием на маховик привода распределительного вала.

Переход на автоматическое или дистанционное регулирование давления топлива и расхода воздуха осуществляется переключением гидравлических кранов *ГК* местного поста управления. Этими же кранами при дистанционном управлении производится управление подачей рабочей воды к исполнительным механизмам соответствующих регуляторов.

Система обеспечивает автоматический контроль параметров и режимов работы установки с выдачей расшифрованной сигнализации на МПУ о причине вывода котла из действия обобщенного сигнала «Авария» в ЦПУ, а также сигнала о снижении нагрузки ГТЗА при снижении уровня в пароводяном барабане на 180 мм ниже среднего.

Предусмотрена *расшифрованная сигнализация* в ЦПУ и на МПУ о повышении температуры перегретого пара за пароперегревателями более 520 °С, снижении давления распыливающего пара до $1{,}17 \cdot 10^5$ Па, отклонении вязкости топлива от заданной на $1 \cdot 10^{-6}$ м²/с, отклонении перепада давлений на топливорегулирующем золотнике на $0{,}98 \cdot 10^5$ Па от номинала, отсутствии факела у форсунок *5*, отклонении уровня воды в барабане от среднего за пределы + 60 и —100 мм, отклонении. перепада давлений на регулирующем питательном клапане на $0{,}98 \times \times 10^5$ Па от номинала, дымлении, несоответствии частоты вращения электродвигателей котельных вентиляторов и топливных насосов и др. Основные параметры от системы РЗГС вводятся в систему централизованного контроля «Валдай» и в систему управления ГТЗА — ВРШ «Шторм».

39. АВТОМАТИЗАЦИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ И УТИЛИЗАЦИОННЫХ КОТЛОВ

Вспомогательными и утилизационными установками оборудуют транспортные суда с дизельными и газотурбинными СЭУ. Вспомогательные котлы танкеров имеют сравнительно большую паропроизводительность, так как обеспечивают работу турбоприводных грузовых насосов и подогрев груза в танках. Поэтому системы автоматики таких котлов мало отличаются от системы главных котлов. Вспомогательные и утилизационные котлы сухогрузных и пассажирских судов вырабатывают обычно насыщенный пар давлением $(4 \div 6)\ 10^5$ Па, необходимый для обеспечения хозяйственно-бытовых нужд, а также подогрева топлива и смазочного масла СЭУ. Вспомогательный котел обладает сравнительно малым расходом топлива, поэтому регулирование соотношения топливо — воздух для него не имеет существенного значения. Оно обычно сводится к установке положений РО топливо- и воздухоподачи, обеспечивающих бездымную работу котла.

В связи с отсутствием специальной вахты у котла средства автоматики должны обеспечивать розжиг топлива, регулирование давления пара, уровня воды и температуры подогрева топлива, а также остановку котла и соответствующую сигнализацию при аварийных значениях регулируемых параметров. Из-за сравнительной простоты автоматики вспомогательных и утилизационных котлов можно снизить ее стоимость, сохранив при этом достаточную надежность.

Во вспомогательных и утилизационных котлах уровень воды и давление пара изменяются сравнительно медленно, поэтому для их регулирования часто применяют системы позиционного действия, а иногда— непрерывного и комбинированного действия.

Уровень воды регулируют регуляторами, принцип действия которых описан в § 35.

40. АВТОМАТИЗАЦИЯ ТОПОЧНОГО АГРЕГАТА «МОНАРХ»

Позиционное регулирование давления пара вспомогательных котлов рассмотрим на примере системы автоматизированного агрегата «Монарх» (рис. 75). Эта система — электромеханическая, с параллельным воздействием на органы топливо- и воздухоподачи, обеспечивающая работу котла на дизельном либо тяжелом топливе. Во втором случае предусмотрен автоматический подогрев топлива периодическим включением и выключением электрического топливоподогревателя, а также подогрев сопел форсунки.

От электродвигателя *1* приводится во вращение крылатка вентилятора *2* и вал топливного шестеренного насоса *9*. Топливо из расходной цистерны через фильтр подводится к штуцеру *10* и насосом через электромагнитные клапаны *6* подается к двухсопловой форсунке *5*. Расход топлива и качество распыливания определяются его давлением в напорной магистрали, а регулируются натяжением пружины топливного золотника *11*. Золотник поддерживает заданное давление топлива путем его обратного слива через штуцер *8* во всасывающий трубопровод перед фильтром.

Подача воздуха в топку определяется степенью открытия шиберов *12* и *13* всасывающего патрубка вентилятора. Положение шибера *13*

регулируют вручную установкой рукоятки *14* при работе обоих сопел форсунки, обеспечивая необходимую подачу воздуха для бездымного горения топлива. Шибер *12* ограничивает подачу воздуха при работе одного сопла и открывается автоматически электрическим исполнительным механизмом *16* перед включением второго сопла. Угол разворота этого шибера, а следовательно, подача воздуха в топку регулируется установкой ограничительных упоров *15*.

Топливо при розжиге котла воспламеняется от искры между электродами *4*, возникающей при подаче питания на высоковольтный трансформатор *7* зажигания. Контроль за наличием факела в топке ведется с помощью фотоэлемента *3*.

Схемы систем автоматизации топливосжигания шкафа *3* (рис. 76) и питания котла водой шкафа *2* сблокированы так, что исключается запуск системы топливосжигания в случаях, если выключена система питания либо аварийно низок уровень воды в котле.

Выбор режима работы системы топливосжигания (ручное или автоматическое управление) и ее включение производятся воздействием в определенной последовательности на органы управления, расположенные на лицевой панели электротехнического шкафа. В шкафу установлены программный механизм, электромагнитные пускатели и плавкие предохранители. Все элементы форсуночного агрегата связаны между собой коммутирующими цепями.

Программный механизм обеспечивает определенную последовательность выполнения операций во времени при пуске системы. От электродвигателя через шестеренный редуктор приводится во вращение ку-

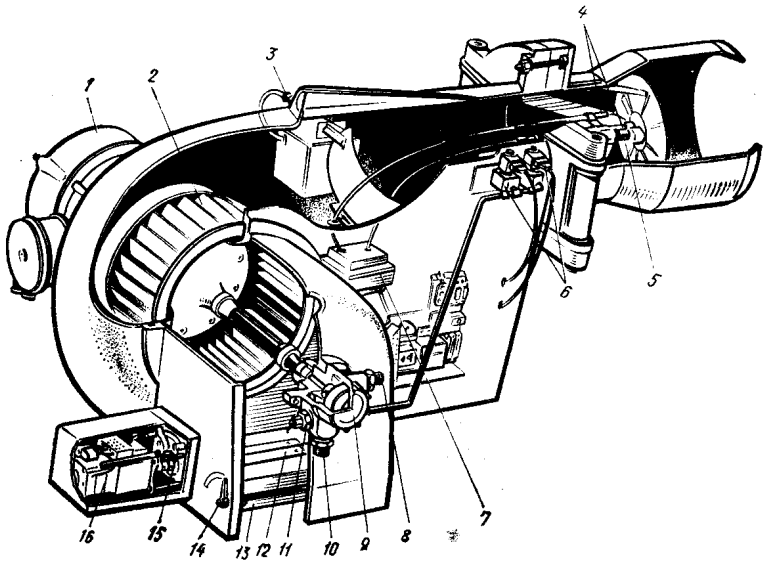


Рис. 75. Автоматизированный топочный агрегат «Монарх»

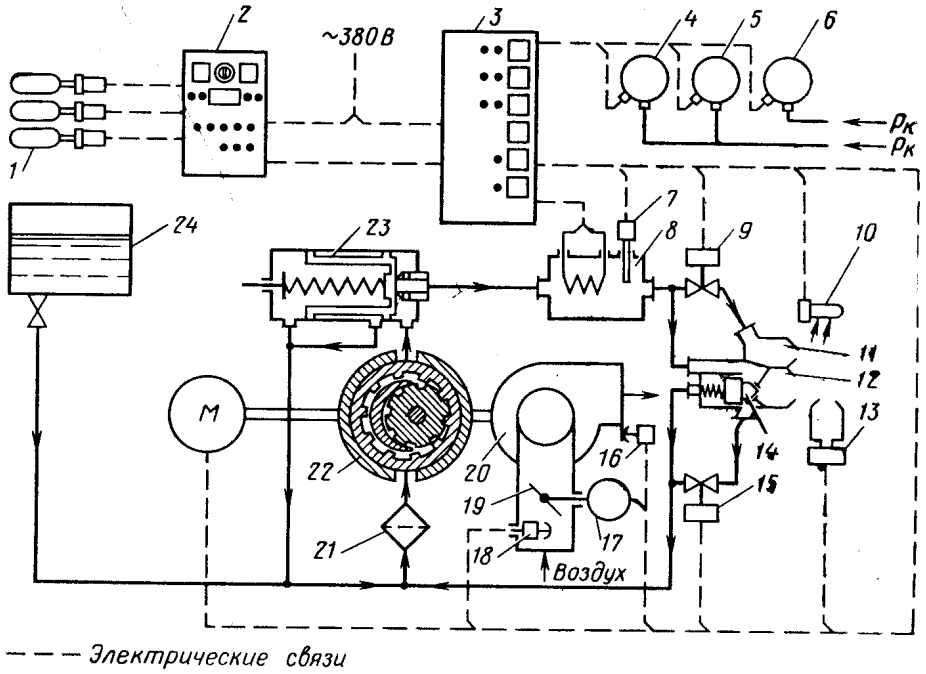


Рис. 76. Схема автоматизации топочного агрегата «Монарх»

лачковый вал, который воздействует на переключатели, коммутирующие цепи управления системы. Существует несколько модификаций систем с различными программами управления. Рассмотрим одну из них.

При включении системы в автоматическом режиме и с подогревом топлива, если в котле уровень воды нормальный и давление пара ниже $3{,}75 \cdot 10^5$ Па, получает питание электродвигатель программного механизма, а по сигналу от реле температуры *7* — топливоподогреватель *8*. Через контакты программного механизма и реле давления *4* замыкается цепь питания электродвигателя *M*, приводящего во вращение вал вентилятора *20* и топливного насоса *22*. Вентилятор подает воздух в топку и вентилирует ее.

Насос с внутренним зацеплением шестерен забирает топливо из расходной цистерны *24* и подает в нагнетательную полость золотника *23*. Давлением топлива золотник, преодолевая действие пружины, отжимается, пропуская основную массу топлива на топливоподогреватель, а часть — на рециркуляцию через фильтр *21* к насосу. Нагретое топливо поступает к закрытому электромагнитному клапану *9* и в полость форсунки. Так как нагнетательный канал первого сопла *12* форсунки заперт подпружиненным золотником *14*, то топливо через нормально открытый электромагнитный клапан *15* и фильтр вновь поступает в насос.

Пока идет процесс вентиляции, топливо циркулирует по замкнутому контуру и нагревается. По мере его нагрева до заданной температуры по сигналу от реле температуры *7* отключаются нагревательные элементы топливоподогревателя и повторно включаются при снижении температуры, т. е. происходит позиционное регулирование температуры топлива по принципу включено-выключено.

По истечении 20 с от вращающегося кулачкового вала программного механизма через переключатели подается питание на трансформатор *13* зажигания и электромагнитный клапан *15*. Клапан закрывается, давление топлива в полости форсунки возрастает, отжимается ее запорный золотник, распыленное топливо через сопло *12* поступает в топку и воспламеняется от искры между электродами запала.

Фотоэлемент *10* освещается пламенем, возникает фото-э. д. с., под действием которой электромагнитный усилитель вырабатывает разрешающий сигнал для дальнейшего выполнения программы. Если розжиг не произошел (из-за отсутствия топлива, попадания в него воды, срыва факела или неисправности фотоэлемента), то на 24-й секунде (через 4 с после подачи топлива) программный механизм останавливается, вся система обесточивается, отключается электродвигатель *М* и включается световая сигнализация об отсутствии факела. В этом случае работает только система подогрева топлива и сопел.

После устранения неисправности на панели шкафа *3* выключатель первого сопла форсунки ставят в нулевое положение и нажимают кнопку «Блокировка помех». Электродвигатель программного механизма получает питание и, продолжая вращать кулачковый вал, ставит его в исходное положение через 26 с. После воздействия на выключатель первого сопла форсунки вновь происходит процесс вентиляции топки и розжига топлива.

При удавшемся розжиге программный механизм продолжает работать, и если давление пара меньше $3{,}75 \cdot 10^5$ Па, то на 37-й секунде (через 17 с после включения первого сопла) контактами реле давления *5* замыкается цепь питания электрического исполнительного механизма *17*, который, развернув заслонку *19*, увеличивает подачу воздуха и через конечный выключатель *18* подает питание на электромагнитный клапан *9*. Распыленное топливо через сопло *11* поступает в топку и воспламеняется от факела первого сопла. На 42-й секунде отключается трансформатор зажигания, а на 44-й останавливается программный механизм.

При росте давления до $4 \cdot 10^5$ Па по сигналу от реле давления *5* исполнительный механизм *17* уменьшает подачу воздуха и сопло *11* отключается. Если расход пара значительный, то при снижении давления до $3{,}75 \cdot 10^5$ Па по сигналу от реле давления *4* отключается первое сопло и электродвигатель *М*, а электродвигатель программного механизма получает питание. Кулачковый вал разворачивается в исходное положение и программный механизм останавливается, подготовив систему к последующему пуску.

Процесс розжига повторяется с включением первого сопла по сигналу от реле *4*, когда давление пара в котле падает до $4 \cdot 10^5$ Па, а после снижения давления до $3{,}75 \cdot 10^5$ Па через 3 с включается второе сопло. Следовательно, повторные включения второго сопла у котла, находящегося под давлением, при снижении его до $3{,}75 \cdot 10^5$ Па происходят через 3 с, а не через 17 с, как при первоначальном пуске. Время между включениями сопел при первоначальном пуске системы увеличивается в целях снижения тепловой напряженности еще не прогретого котла.

Если при последующем включении на 24-й секунде после вентиляции топки и подачи топлива через первое сопло не произойдет его воспламенение, то подача топлива прекращается, а программный механизм производит повторную попытку розжига с предварительной вентиляцией топки. После неудавшейся повторной попытки розжига система останавливается с выдачей светового сигнала на лицевую панель шкафа управления.

В системе предусмотрена *защита* (прекращение горения топлива) с выдачей звукового и светового сигналов в ЦПУ при срабатывании тепловой защиты электродвигателя *М*, достижении аварийного значения уровня воды в котле (по сигналу от датчика уровня *1*), росте давления пара в котле до $5 \cdot 10^5$ Па (по сигналу от реле *6* давления), неплотном прилегании фланца форсуночного агрегата к фланцу топки (по сигналу от конечного выключателя *16*) и низкой температуре топлива (только на режиме работы «тяжелое топливо»).

В условиях эксплуатации настройка системы сводится к выбору параметров, обеспечивающих экономичную работу котельной установки при минимальной частоте включений и продолжительности работы форсуночного агрегата. Паропроизводительность регулируется давлением топлива за насосом и сменой распылителей форсунки с разными расходными характеристиками. После изменения расхода топлива необходима корректировка подачи воздуха. Частота включений топочного агрегата зависит также от уставок реле давления *4* и *5*. На различных котлах уставки давления могут иметь различные значения, отличающиеся от указанных. Если расход пара снижен (например, при нахождении судна в южных широтах), то паропроизводительность котла можно уменьшить отключением второго сопла форсунки с помощью соответствующего выключателя на лицевой панели шкафа *3* управления.

41. АВТОМАТИЗАЦИЯ КОТЛОАГРЕГАТОВ КАВ 4/7 И КАВ 6,3/7

Котлоагрегаты, устанавливаемые на судах отечественной постройки, оснащают средствами автоматики, обеспечивающими безвахтенное обслуживание. Автоматизированы процессы питания котла водой, розжига и горения топлива, регулирования вязкости тяжелого топлива, давления пара и остановки котла (рис. 77). Осуществляются блокирование и защита, а также выдача расшифрованной сигнализации на МПУ и обобщенной аварийной — в ЦПУ.

Питание котла водой производится насосом, который включается и выключается по сигналу от реле позиционного регулирования давления пара *17*. Заданный уровень поддерживается термогидравлическим регулятором и контролируется по импульсам от трех поплавковых сигнализаторов с магнитоуправляемыми контактами (см. рис. 72, *б*). Один из них (измеритель) выдает сигнал на показывающий стрелочный прибор, установленный в ЦПУ, а два других обеспечивают работу расшифровывающей световой сигнализации на табло МПУ и защиту котла по аварийно-низкому уровню с выдачей обобщенной сигнализации в ЦПУ.

Автоматизация топливосжигания построена по параллельному принципу. От исполнительного механизма *16* (см. рис. 77) главного регулятора давления пара производится одновременное воздействие на топливорегулирующий золотник *14* и шибер напорной магистрали котельного вентилятора *11*.

Давление пара в котле поддерживается электромеханической автоматической системой по позиционно-пропорциональному принципу.

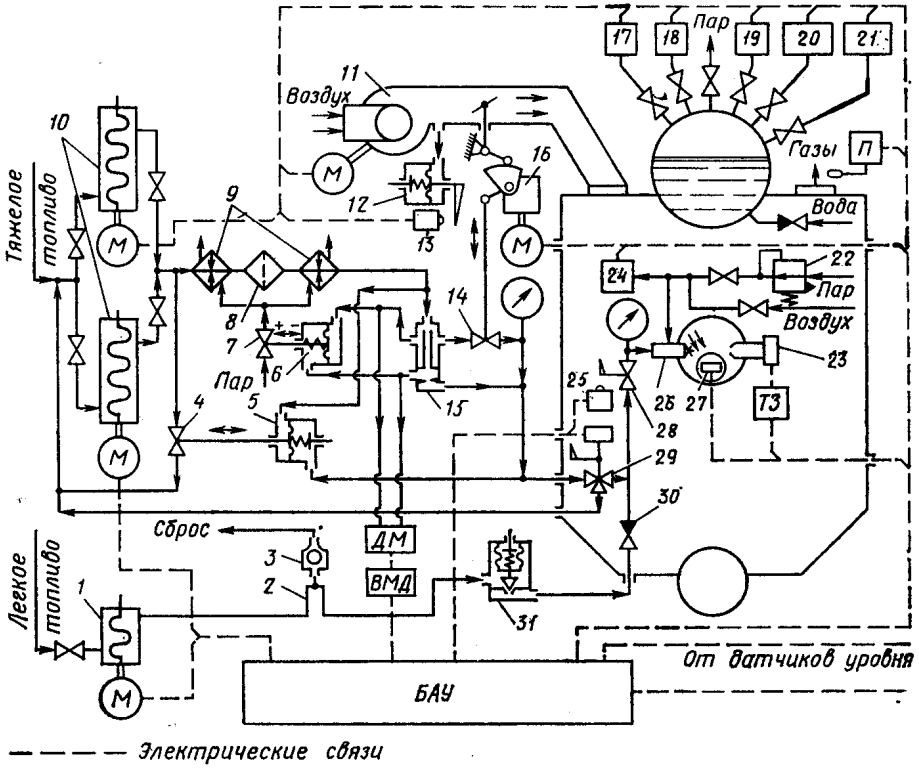


Рис. 77. Схема автоматизации котлоагрегата КАВ

При нагрузках (расходе пара) от 0 до 20 % в котле поддерживается давление пара (5,4 ÷ 7,35) 10^5 Па автоматическим включением и отключением паромеханической форсунки. В диапазоне нагрузок 20—100 % давление пара поддерживается $6{,}86 \cdot 10^5$ Па при непрерывном горении плавным регулированием подачи топлива и воздуха с соблюдением определенного их соотношения.

При работе котла применяют топливо двух видов: тяжелое и легкое (дизельное).

Основным является *тяжелое топливо*, на котором ведется длительная работа котла. Оно из расходной цистерны через фильтр подводится к винтовым насосам *10*. Под давлением через последовательно включенные топливоподогреватели *9*, фильтр *8*, полости датчика *15* вязкости и топливорегулирующий золотник *14* топливо подается к рециркуляционному клапану *29*. Во время вентиляции топки или при высокой вязкости топливо через клапан *29* возвращается на всасывание насосов или в расходную цистерну (на схеме второй вариант не показан). Электромагнитный клапан *29* открывается, и топливо через ручной быстрозапорный клапан *28* подается к форсунке *26*.

Легкое топливо, не требующее подогрева и служащее для розжига холодного котла, забирается насосом *1* из расходной цистерны (с постоянным давлением), подается к форсунке через специальный клапан *31* и невозвратный *30*.

Одновременная подача к форсунке тяжелого и легкого топлива исключается введением электрической блокировки работы насоса *1* и рециркуляционного клапана *29*, т. е. при работе насоса легкого топлива тяжелое топливо идет на рециркуляцию, а при подаче к форсунке тяжелого топлива насос *1* отключается. Во втором случае при падении давления в магистрали легкого топлива запираются невозвратный клапан *30* и специальный *31*, предотвращая попадание тяжелого топлива в магистраль легкого. Для ограничения попадания легкого топлива к форсунке при выключенном насосе *1* в случае отказа клапана *31* и при расположении расходной цистерны легкого топлива выше уровня форсунки на трубопроводе легкого топлива предусмотрен вертикальный стояк *2* с шариковым клапаном *3*, возвышающимся над цистерной. При отсутствии избыточного давления через открытый шариковый клапан стояк *2* сообщается сливным трубопроводом с цистерной. При работе насоса *1* шариковый клапан под давлением топлива запирает магистраль сброса.

Во время работы котла на тяжелом топливе для получения линейной зависимости расхода топлива через золотник *14* от его положения и для обеспечения работы регулятора вязкости на золотнике поддерживается перепад давлений $(3 \pm 0{,}2)$ 10^5 Па. Изменение перепада давлений на золотнике, возникающее при его развороте от исполнительного механизма *16*, приводит к нарушению равновесия сил, действующих на мембрану датчика *5* дифференциального регулятора прямого действия. Мембрана, прогибаясь, воздействует на клапан *4*, управляющий перепуском топлива из напорной магистрали на всасывание насосов

10, до тех пор, пока не восстановится (в пределах неравномерности регулятора) заданный перепад давлений на топливном золотнике. На заданный перепад давлений регулятор настраивают изменением предварительного натяжения пружины его датчика.

Вязкость топлива поддерживается $10 \cdot 10^{-6}$ м²/с П-регулятором вязкости прямого действия в пределах его неравномерности. В корпусе датчика вязкости *15* установлены капиллярная трубка и дроссельная шайба, через которые непрерывно течет топливо из напорной магистрали в обвод топливного золотникового клапана *14*. Перепад давлений топлива на капилляре при постоянном расходе однозначно характеризует его вязкость. Импульс по перепаду давлений подается в полости мембранного исполнительного механизма *6*. При установившемся режиме силы, действующие на мембрану от перепада давлений, уравновешиваются силой действия пружины. Мембрана неподвижна и удерживает в определенном положении шток клапана *7*, управляющего подводом пара к топливоподогревателям.

При изменении расхода топлива на котел изменяется перепад давлений на капилляре, нарушается равновесие сил в ИМ, перемещается шток клапана и меняется подача пара в топливоподогреватели. Подача пара будет изменяться до тех пор, пока благодаря изменению температуры топлива не восстановится заданное значение его вязкости. Настройку заданного значения вязкости производят изменением натяжения пружины исполнительного механизма *6*.

Вязкость контролируют с помощью дифференциального манометра *ДМ*, который преобразует перепад давлений на датчике *15* в аналоговый электрический сигнал. Этот сигнал поступает на вход вторичного прибора *ВМД* и, если вязкость топлива выше $16 \cdot 10^{-6}$ м²/с, срабатывает реле, подавая сигнал в блок автоматического управления *БАУ*, а на световом табло высвечивается надпись «Мазут холодный».

Топливо, подаваемое к паромеханической форсунке, дополнительно распыливается энергией пара, который поступает к ней через регулятор давления *22* с давлением $1{,}5 \cdot 10^5$ Па. Подачу распыливающего пара контролируют с помощью реле давления *24*. При розжиге холодного котла для распыливания топлива предусмотрена подача сжатого воздуха давлением $1{,}5 \cdot 10^5$ Па.

Воздух, необходимый для горения топлива, засасывается электроприводным котельным вентилятором *11* из МО и через регулирующий шибер нагнетается в котел. Напор, создаваемый вентилятором, контролируется с помощью реле давления *12* воздуха, воздействующего на микровыключатель *13*. Соотношение воздух—топливо регулируют изменением крутизны профиля ленточного лекального кулака, закрепленного на выходном валу исполнительного механизма и действующего через рычажную передачу на вал воздушного шибера.

Дымовые газы из котла отводятся в трубу, а их температура измеряется потенциометром *П*.

Позиционный контроль давления пара в котле осуществляется с помощью реле давления *17—19*. Давление непрерывно измеряется манометрами *20* и *21*. Манометр состоит из трубчатой пружины (трубки Бурдона) и дифференциального трансформатора (преобразователя перемещений), якорь которого соединен с подвижным концом трубки. Аналоговые сигналы от них, преобразованные в постоянный ток, поступают на вход измерительных устройств. Сигнал от датчика *21* поступает на показывающий прибор в ЦПУ, а от датчика *20* подается на вход суммирующего блока электронного регулятора давления пара (главного регулятора).

В суммирующем блоке выходное напряжение датчика *20* сравнивается с пороговым напряжением уставки задания, определяющей заданное давление пара. Если истинное давление пара отличается от заданного, то на выходе сумматора появляется управляющий аналоговый сигнал, который, проходя через электронные блоки регулятора, нарастает по пропорционально-интегральному закону и управляет импульсной подачей питания на реверсивный электродвигатель *М* исполнительного механизма *16*. Выходной вал ИМ, разворачиваясь, оказывает пропорционально-интегральное воздействие одновременно на подачу топлива и воздуха в топку котла до тех пор, пока в котле не восстановится прежнее давление пара. Электронный регулятор смонтирован в *БАУ*, на панель которого выведены органы управления, позволяющие изменять значения пропорциональной составляющей регуляторного воздействия и времени интегрирования. Подбором этих значений производится динамическая настройка АСР давления пара в котле.

Пуск подготовленного к действию котла может производиться вручную или автоматически.

Вручную растопку котла производят при установке переключателя режимов работы на пульте управления *БАУ* в положение «Ручной», от которого включается сигнал «Ручн». на световом табло *БАУ*. Для пуска вентилятора и топливных насосов нажимают соответствующие кнопки на МПУ. Однако пуск топливных насосов исключается, если открыта подача топлива к форсунке через ручной быстрозапорный клапан *28* и рециркуляционный клапан *29*. Блокирование обеспечивается выдачей в систему управления запретных сигналов от конечных выключателей *25* быстрозапорного клапана и встроенного в корпус рециркуляционного клапана. По окончании процесса вентиляции по сигналу от реле времени срабатывает световая сигнализация «Вентиляция окончена». Перед розжигом выключателем *БАУ* отключают автоматическое управление исполнительным механизмом *16* и ручным его приводом устанавливают минимальную подачу воздуха.

Нажатием кнопки электрозапала подается питание на трансформатор зажигания *ТЗ* и электрозапал *23*, а также снимается блокирование конечных выключателей рукояток управления БЗК и рециркуляционного клапана. Открывается БЗК, легкое топливо поступает в топку и воспламеняется. На световом табло по сигналу от манометра *ДМ* горит надпись «Мазут холодный» до тех пор, пока при его рециркуляции через топливоподогреватели вязкость не будет ниже $16 \cdot 10^{-6}$

$м^2/с$. После исчезновения этого сигнала можно открыть рециркуляционный клапан и остановить насос легкого топлива. С переходом на основное топливо можно выключателем *БАУ* включить регулятор давления пара, и давление будет поддерживаться автоматически.

Работа котла при ручном управлении контролируется системой управления с выдачей на панель *БАУ* расшифрованных световых предупредительных сигналов о предельных значениях уровня воды (верхнего и нижнего), высокой вязкости топлива, максимальном давлении пара и низком давлении распыливающего пара.

Автоматическая защита с определенными выдержками времени прекращает работу котла, выключая топливные насосы при аварийно-низком уровне воды в котле, падении давления воздуха перед шибером после вентиляции топки и исчезновении факела. Срабатывание защиты сопровождается звуковой и световой сигнализацией на МПУ. Для повторного пуска котла необходимо выключить и вновь включить питание системы.

Для перевода системы на *автоматический режим работы* переключатель *БАУ* устанавливают в положение «Автомат», отчего срабатывает световая сигнализация и появляется сигнал «Авт»; если котел холодный (низкое давление пара), по сигналу от реле позиционного регулирования *17* загорается табло «Отключить потребители». После нажатия кнопки «Пуск» происходит пуск насоса тяжелого топлива и вентилятора, а исполнительным механизмом *16* шибер полностью открывается, обеспечивая максимальную подачу вентилятора и вентиляцию топки. Напор воздуха возрастает, срабатывает реле давления воздуха *12* и по сигналу от конечного выключателя *13* включается реле времени вентиляции топки, после чего вентиляция работает в течение 25 с.

По окончании вентиляции ИМ прикрывает шибер, запускается насос легкого топлива и подается питание на трансформатор зажигания. Топливо воспламеняется и по сигналу от фоторезистора *27* трансформатор зажигания отключается. Когда вязкость тяжелого топлива достигает заданного значения, по сигналу от дифференциального манометра гаснет табло «Мазут холодный», электромагнит рециркуляционного клапана получает питание и топливо идет к форсунке, а насос легкого топлива останавливается.

При достижении давления пара $7 \cdot 10^5$ Па по сигналу от реле включения регулятора *18* исчезает сигнал «Отключить потребители», загорается табло «Отбор пара разрешен», запускается питательный насос котла, а регулятор давления пара включается в работу.

Если расход пара возрастает, то регулятор воздействует на ИМ, увеличивающий подачу топлива и воздуха в топку, поддерживая заданное давление с нулевой неравномерностью. При уменьшении расхода пара ниже 20 % выходной вал ИМ становится на упор, обеспечивая минимальную подачу топлива и воздуха. Давление пара растет до $7{,}35 \cdot 10^5$ Па, по сигналу от реле давления *18* выключаются вентилятор, топливный и питательный насосы, факел гаснет, а ИМ остается в закрытом положении.

Пар поступает к потребителям, давление падает до $5{,}4 \cdot 10^5$ Па, а процесс розжига и подъема давления пара повторяется по сигналу от реле давления *17*, как было описано.

Если вязкость тяжелого топлива не превышает $16 \cdot 10^{-6}$ $м^2/с$, то розжиг происходит на основном топливе.

Защита и сигнализация в автоматическом режиме работы котла срабатывают так же, как при ручном управлении. Отличие состоит в том, что при срабатывании защиты не выключается питательный насос. После срабатывания защиты для пуска котла в автоматическом режиме требуется повторное включение электропитания системы. Если во время стоянки котла давление пара не упало ниже $5{,}4 \cdot 10^5$ Па, а вязкость топлива не возросла выше $16 \cdot 10^{-6}$ $м^2/с$, автоматический розжиг происходит на тяжелом топливе.

Рассмотренная система позволяет в условиях эксплуатации максимально снизить расход легкого топлива, а следовательно, повысить экономическую эффективность котельной установки.

42. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПАРОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ УТИЛИЗАЦИОННЫХ КОТЛОВ

В утилизационных котельных установках автоматизируются процессы питания котла водой и регулирования паропроизводительности. Предусматривается АПС по нижнему значению уровня воды и предельным значениям (верхнему и нижнему) давления пара. Защита по низкому уровню не делается, так как из-за сравнительно низкой температуры газов, идущих от главных двигателей, исключаются пережог трубок и авария утилизационного котла. Средствами защиты являются предохранительные клапаны, настраиваемые на максимально допускаемое давление пара.

Паропроизводительность можно регулировать изменением количества газов, подаваемых в котел, либо изменением числа работающих секций. Регулируемым параметром является давление пара. Оно может поддерживаться непрерывно регулятором давления путем изменения положения заслонок на входе газов в котел либо сброса излишков пара в конденсатор. Газовыми заслонками и клапанами сброса пара могут управлять гидравлические, электрические или пневматические регуляторы. Позиционное регулирование давления пара производится автоматическим отключением секций котла с помощью электропневматических систем, управляемых по сигналам от реле давления.

43. АВТОМАТИЗАЦИЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО КОТЛА ТЕПЛОХОДА «НОВГОРОД»

Уровень воды в котле *2* (рис. 78) регулируется и контролируется по сигналам от поплавковых магнитоуправляемых сигнализаторов, расположенных в поплавковой камере *3*. Уровень регулируется позицион-

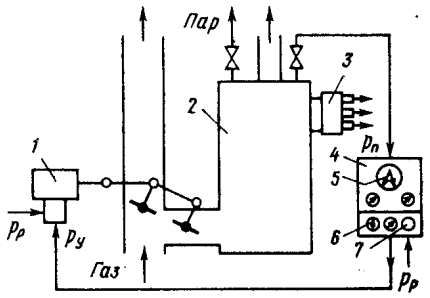


Рис. 78. Схема автоматизации утилизационного котла теплохода «Новгород»

но включением и выключением питательного насоса по сигналу от двух верхних сигнализаторов, а нижний включен в цепь сигнализации о предельно низком уровне.

Заданное *давление пара* в котле поддерживается одновременным разворотом двух газовых заслонок пневматическим ИМ с позиционером *1*. В зависимости от положения переключателя *6* блока управления *4* управляющий сигнал в виде давления сжатого воздуха $p_у$ может поступать на позиционер от ручного задатчика *7* либо от автоматического устройства, встроенного в блок управления *4*. Питание всех устройств производится очищенным сжатым воздухом со стабилизированным давлением $p_р = 1{,}37 \cdot 10^5$ Па.

Ручным управлением пользуются обычно при вводе и выводе котла из действия, а также при отказе автоматического устройства. В этом случае переключатель *6* ставят в положение ручного управления, сообщая выходной трубопровод задатчика стабилизатора *41* давления воздуха (рис. 79) с измерительной глухой камерой *А* управляющего блока позиционера *13*.

Силовая отрицательная ЖОС позиционера передает воздействие от штока исполнительного механизма *4* на составной шток управляющего блока через планку *8* с косым пазом, рычаг *7*, профильный кулак *9*, резьбовой шток *10* с опорой *11* и пружину *12* жесткой обратной связи. При движении планки *8* рычаг *7* и жестко соединенный с ним кулак *9* совершают качательное движение относительно оси *О*. Управляющий блок мембраной *1* измерителя и диафрагмами с уплотнительными мембранами разделен на пять полостей. В полостях *Б* и *В* установлены сопла *3*, *18*, *14*, *5* с подпружиненными заслонками *2*, *17*, *15*, *6*. Заслонки вильчатым изогнутым концом опираются на упоры составного штока блока. Нижний конец штока соединен с жестким центром мембраны *1*, а на верхний опирается пружина *12*. При установившемся режиме силы от давления управляющего воздуха $p_у$ на жесткий центр мембраны и пружины ЖОС уравновешены. Все сопла закрыты заслонками и поршень ИМ неподвижен, удерживая газовые заслонки котла в определенном положении.

При снижении давления пара в котле воздействием на задатчик увеличивают давление $p_у$ в полости *А* управляющего блока *13*. Это приводит к увеличению силы, действующей на мембрану, которая, преодолев силу действия пружины *12*, перемещает шток. Заслонки *2* и *15*, развернувшись на соплах, открывают их, а заслонки *17* и *6* остаются прижатыми к своим соплам. Воздух с давлением $p_р$ через открытое сопло *14* и полость *В* поступает в верхнюю полость ИМ. Под действием

воздуха поршень перемещается. Воздух из нижней полости ИМ через полость *Б* и сопло *3* вытесняется в атмосферу. Движение штока ИМ передается газовым заслонкам. Поток газов, идущих в котел, увеличивается, а мимо него — уменьшается. Одновременно движение штока ИМ и планки с пазом приводит к развороту рычага *7*, кулака *9* и к увеличению натяжения пружины *12*.

По мере движения штока ИМ сила действия пружины на мембрану *1* возрастает, вызывая ее прогиб в обратном направлении и возврат заслонок *2* и *15* в исходное положение. Как только сопла закроются, движение поршня прекращается. Следовательно, пропорционально росту давления $p_у$ возрастает сила, действующая на мембрану, которая затем компенсируется (уравнивается) силой действия пружины от определенного перемещения поршня ИМ, т. е. происходит разворот газовых заслонок котла пропорционально изменению давления $p_у$ управляющего воздуха.

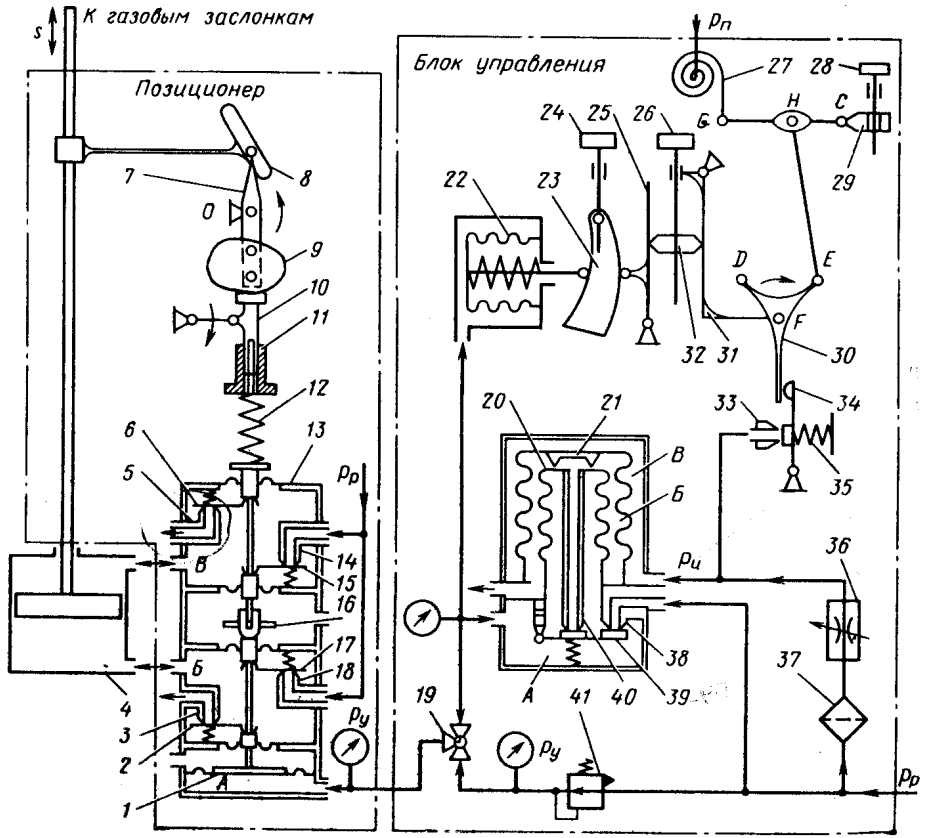


Рис. 79. Автоматическая система регулирования давления пара утилизационного котла теплохода «Новгород»

Правильно настроенный позиционер должен обеспечивать разворот газовой заслонки утилизационного котла на максимальный угол α (100%) при изменении давления управляющего воздуха в пределах $(0{,}19 \div 0{,}98)10^5$ Па, что соответствует его паспортной статической характеристике. Если угол наклона статической характеристики отличается от заданного, то необходимо ее развернуть, повернув кулак *9* относительно рычага *7*, а если это не удается, установить кулак с другим профилем (обычно к позиционеру прикладывается три кулака с различными профилями), т. е. наклон статических характеристик регулируют действием ЖОС при изменении передаточного отношения перемещений поршня ИМ и верхней опоры пружины. В случае параллельного расположения характеристик их совмещают изменением предварительного натяжения пружины, вращая верхнюю опору *11* на штоке *10*.

Повышенная нечувствительность позиционера возможна из-за неплотного прилегания изогнутой части заслонок к упорам составного штока. Раскачивание позиционера при постоянном давлении может возникнуть вследствие протечек воздуха через уплотнения штока и поршня ИМ, а также неплотной посадки заслонок на сопла в среднем положении штока позиционера. Для проверки плотности посадки заслонок на сопла и правильности установки упоров составного штока блока управления отсоединяют трубопроводы, идущие в полости ИМ, вручную устанавливают его поршень в среднее положение и медленно изменяют давление $p_у$ управляющего воздуха. Если при некотором установившемся давлении $p_{у0}$ прекращается стравливание воздуха в атмосферу из всех полостей управляющего блока, то заслонки плотно закрывают все сопла. Соответственно стравливание воздуха через одно из сопел свидетельствует о неплотном его закрытии. Если на поверхности сопел и заслонок нет грязи и повреждений, то причиной протечек является неверная предварительная установка упоров составного штока. Длину средней части штока и положение упоров регулируют вращением гайки *16*. От качества настройки позиционера в значительной степени зависит качество работы АСР давления пара.

Переход на автоматическое поддержание давления пара $p_п$ в котле осуществляют установкой рукоятки крана *19* в положение, при котором магистраль, идущая к позиционеру, переключается с выхода ручного задатчика на выход автоматического устройства. В этом случае давление управляющего воздуха $p_у$ будет меняться автоматически, пропорционально изменению давления пара $p_п$ в котле.

Давление пара $p_п$ в котле измеряется чувствительным элементом *27*, представляющим собой спиральную трубчатую пружину. Движение ее свободного конца передается через рычажную систему угловому рычагу *30*, находящемуся на оси *F* рычага *31* жесткой обратной связи. От углового рычага *30* движение передается подпружиненной заслонке *34* сопла *33*. Пружина *35* с малой жесткостью не влияет на работу измерителя, а обеспечивает прилегание опоры заслонки к рычагу *30* и выбор зазоров в шарнирных соединениях измерителя.

Сжатый воздух с постоянным давлением $p_р$ подводится через фильтр *37* к дросселю *36*. Давление $p_и$ за дросселем является управляющим для усилителя мощности, действуя на его сильфон *21*, и зависит от проходного сечения дросселя *36* и зазора между соплом *33* и заслонкой *34*. Проходное сечение дросселя настраивается таким образом, чтобы при полном открытии сопла *33* давление $p_и$ составляло не более $0{,}19 \cdot 10^5$ Па.

Усилитель мощности служит для усиления потока управляющего воздуха, подаваемого к позиционеру. Необходимость его установки возникает в тех случаях, когда магистрали, соединяющие его с краном *19* и позиционером, имеют значительную длину, а в соединениях трубопроводов возможны протечки воздуха в атмосферу, т. е. его задача — поддерживать давление $p_у = p_и$ даже при некоторых утечках воздуха. Регулирующим органом усилителя мощности является двойная заслонка *39*, управляющая подачей воздуха через сопла *38* и *40*. Сопло *40* верхним концом впаяно в торец сильфона *20*, а нижним опирается на заслонку *39*.

При установившемся режиме давление $p_и$ на торец сильфона *21* уравновешивается давлением $p_у$ воздуха на торец сильфона *20*, и сопло *40* закрыто. При отсутствии утечек воздуха из напорных магистралей усилителя мощности сопло *38* закрыто заслонкой, а при их наличии сопло приоткрывается, восполняя утечки и поддерживая равенство давлений $p_и = p_у$.

С увеличением давления $p_и$ сопло *38* приоткрывается на большую величину, а с уменьшением давления закрывается и приоткрывается сопло *40*, стравливая воздух из камеры *А* в атмосферу через камеру *Б*. Движение заслонки *39* и сопла *40* происходит до тех пор, пока давление в камере *А* не сравняется с давлением в камере *В*. Следовательно, при нормальной работе усилитель мощности будет поддерживать давление $p_у$ на выходе с нулевой статической неравномерностью, а значение этого давления будет определяться заданием, т. е. давлением $p_и$.

Воздух давлением $p_у$ одновременно подается в глухую камеру позиционера *13* и в полость сильфона *22* отрицательной силовой ЖОС. Давление на торец сильфона *22* уравновешивается силой действия встроенной в него пружины. При установившемся режиме шток сильфона неподвижен и удерживает остальные звенья ЖОС и ось *F* рычага *30* в определенном положении.

Установившийся режим АСР характеризуется постоянным давлением пара ($p_п$ = idem) при определенном положении газовых заслонок. С изменением давления пара в котле по сигналу от измерителя рычаг *30* разворачивается на оси *F*, заслонка *34* смещается относительно сопла *33* и давление $p_и$ изменяется. Равновесие сил в усилителе мощности нарушается и изменяется выходное давление $p_у$. Это приводит к управляющему воздействию на позиционер *13* и сильфон *22*. Под действием ЖОС происходит движение оси *F* рычага *30* относительно шарнира *Е* рычага *EH* и ограничивается движение заслонки *34* относительно сопла *33*. Вследствие этого пропорционально изменению давле-

ния пара в котле изменяются давления $p_и$ и $p_у$, а следовательно, газовые заслонки разворачиваются в сторону восстановления теплового баланса котла. Движение заслонок происходит до тех пор, пока не восстановится равновесие в подводе теплоты с газами к котловой воде и отводе теплоты с отводимым из котла паром. А так как звенья регулятора охвачены отрицательной ЖОС, то равновесие наступает при новом установившемся давлении пара, т. е. для работы АСР характерна статическая неравномерность регулирования по давлению пара.

Неравномерность зависит от действия ЖОС. Ее значение устанавливают, изменяя передаточное отношение рычагов *25* и *31*, смещением призмы *32* при вращении винта *26*. Перемещение призмы вверх ведет к увеличению действия ЖОС, динамической устойчивости и статической неравномерности АСР. Следовательно, в этом случае требуется большее статическое приращение давления пара в котле для того же изменения разворота газовых заслонок. Снижение действия ЖОС может привести к повышенной колебательности переходного процесса.

На заданное давление пара АСР настраивают вращением винта *28*. При этом гайка *29* с шарниром *С* перемещается вдоль винта и меняется предварительный зазор между заслонкой *34* и соплом *33*, что приводит к нарушению равновесия регулятора и его управляющему воздействию на газовую заслонку. Воздействие будет происходить до тех пор, пока истинное давление пара не достигнет заданного.

При номинальном расходе пара стрелки указателя *5* (см. рис. 78) истинного и заданного давлений можно совместить. Эти стрелки приводятся во вращение через передаточные механизмы (на рис. 79 не показаны) от трубчатой пружины чувствительного элемента *27* и винта *28*. Стрелки совмещаются при взаимном вращении винтов *28* и *24* таким образом, чтобы не было нарушено равновесие заслонки *34* и системы в целом. При вращении винта *24* профильный кулак *23* перемещается вертикально и происходит подстройка регулятора с параллельным смещением статической характеристики АСР.

На котлах может быть различная кинематическая связь ИМ позиционера с газовыми заслонками. В рассмотренном случае для увеличения подачи газов в котел шток ИМ движется вниз, что соответствует повышению давления управляющего воздуха $p_у$ при снижении давления пара $p_п$. Это обеспечивается автоматическим *устройством инвертирующего типа*. Если кинематическая связь ИМ с газовыми заслонками такова, что при снижении давления $p_п$ следует обеспечить движение штока ИМ вверх, то необходимо снижать давление $p_у$. Это возможно при установке автоматического *устройства синфазного типа*, у которого при снижении давления $p_п$ снижается выходное давление $p_у$. Реверсировать рассмотренное устройство можно перестановкой тяги *EH* в положение *DH*.

Рассмотренная схема является упрощенной и отражает принципиальную связь элементов. Действительная схема регулятора отличается от рассмотренной конструктивным исполнением измерителя и звена ЖОС.

Достоинством рассмотренной схемы является то, что в случае выхода из строя блока автоматического управления его можно заменить любым измерителем давления пара с пневматическим преобразователем, имеющим стандартный выходной сигнал в виде изменения давления воздуха в пределах $(0{,}19 \div 0{,}98)10^5$ Па.

На некоторых судах управление газовыми заслонками осуществляется электромеханической системой многопозиционного действия, где исполнительным механизмом является электродвигатель переменного тока, через редуктор, разворачивающий газовые заслонки. Реверсирование двигателя и разворот заслонок производится ступенчато по сигналам от реле давления, настроенных на различные давления пара и малый дифференциал $\Delta p_{диф} = 0{,}19 \cdot 10^5$ Па. Тогда АСР с измерителем, представляющим собой цепочку из пяти реле, будет поддерживать давление пара в котле с неравномерностью $\Delta p_{п.нер} = 0{,}98 \cdot 10^5$ Па.

44. АВТОМАТИЗАЦИЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО КОТЛА ТЕПЛОХОДА «ИНЖЕНЕР МАЧУЛЬСКИЙ»

Примером регулирования паропроизводительности утилизационного котла обратным сбросом пара в конденсатор является автоматическая система, применяемая на теплоходе «Инженер Мачульский» (рис. 80). *Сброс пара* производится через клапан *24*, перемещение которого производится исполнительным механизмом одностороннего действия *23* при автоматическом или дистанционном управлении либо вращением винта *22* при ручном управлении.

Пневматический ПИ-регулятор состоит из последовательно соединенных блока управления с ПИ-преобразователем и позиционера с мембранным ИМ одностороннего действия, к которым от СДВ подводится сжатый воздух давлением $p_п = 1{,}37 \cdot 10^5$ Па. Если ПИ-преобразователь неисправен, то, переключив кран *3* в положение «Ручное», можно дистанционно управлять клапаном сброса пара. Для этого вращением маховика *1* задатчика *2* изменяют давление управляющего воздуха $p_у$, действующего на жесткий центр *29* мембранного измерителя давления позиционера.

На установившемся режиме сила, вызванная давлением $p_у$ на жесткий центр *29*, уравновешивается силой растянутой пружины *28* жесткой обратной связи и он удерживается относительно сопла двухкамерного УУ с зазором α_2. Пропорционально этому зазору в камере *Б* устанавливается давление p_1 воздуха, поступающего через дроссель *33*. В глухую камеру *А* воздух поступает с давлением $p_п$. Сила, вызванная разностью давлений $p_п - p_1$ на наружные мембраны, удерживает жесткий центр *32* прижатым к золотнику *31* и уравновешивается силой действия пружины *30*. Полости *В* золотника и исполнительного механизма *23* заперты, а давление p_2 на жесткий центр ИМ уравновешивается силой действия пружины и клапан *24* неподвижен, обеспечивая определенный сброс пара из котла в конденсатор.

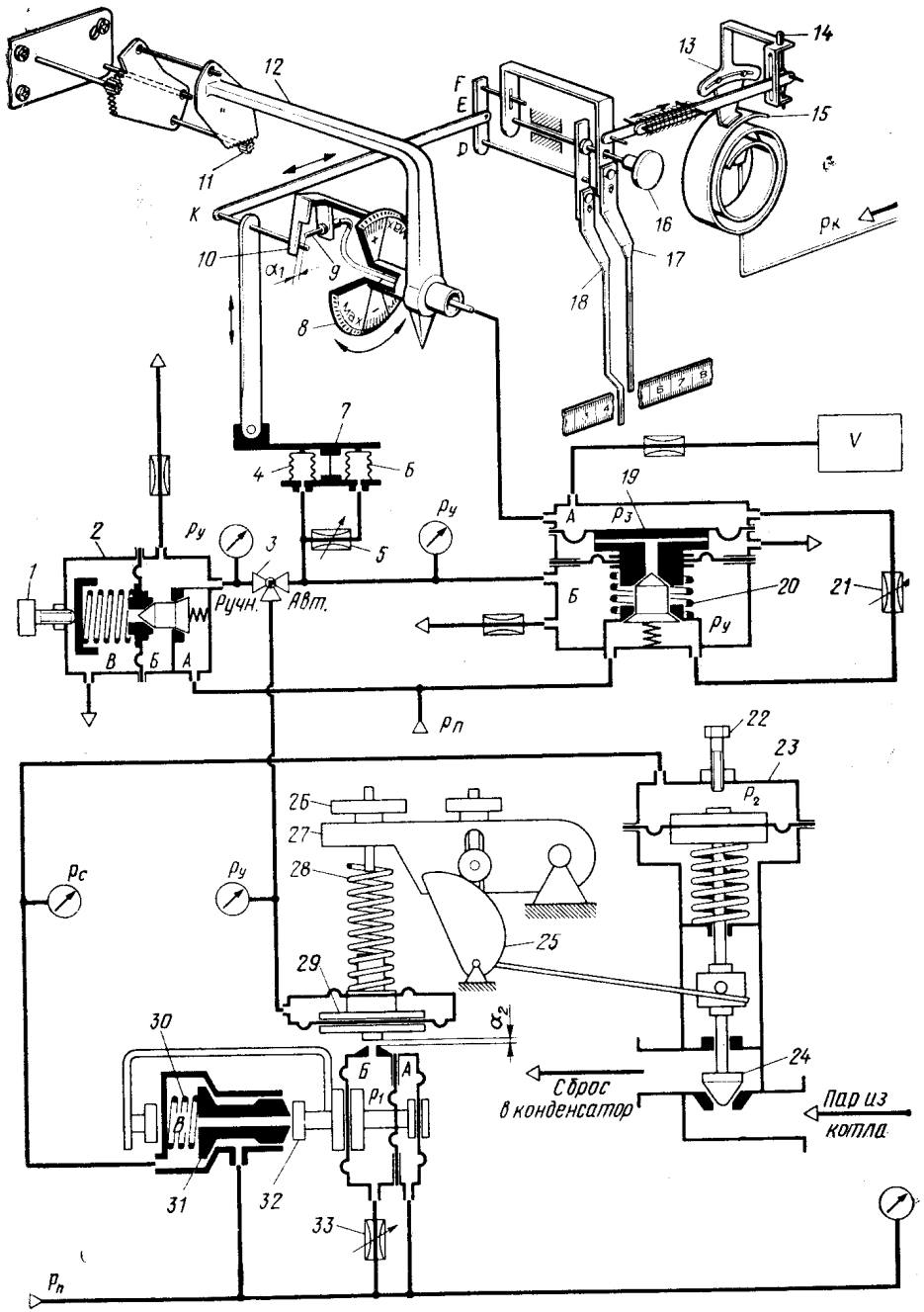


Рис. 80. Автоматическая система регулирования давления пара утилизационного котла теплохода «Инженер Мачульский»

Если уменьшить предварительное натяжение настроечной пружины задатчика *2*, то уменьшаются давление $p_у$ и сила, действующая на жесткий центр *29*. Под действием пружины *28* он смещается вверх, увеличится зазор α_2, а давление p_1 в камере *Б* начинает снижаться. Под действием возросшей разности давлений $p_ц - p_1$ жесткий центр с заслонкой *32* смещается вправо и через образовавшийся зазор воздух из полости исполнительного механизма *23* через полость *В* и золотник *31* начинает уходить в атмосферу. Это вызывает снижение давления p_2, действующего на жесткий центр ИМ, и он под действием пружины увеличивает открытие клапана *24*, что приводит к снижению давления пара в котле. По мере движения клапана через рычаг ЖОС разворачивается кулак *25*, который через ролик и рычаг *27* уменьшает натяжение пружины *28*. Это вызывает обратное движение жесткого центра *29* и, как только устанавливается первоначальный зазор α_2, в камере *Б* будет прежнее давление p_1, а жесткий центр *32* закрывает выход воздуха в атмосферу из полости исполнительного механизма *23*, и движение клапана *24* прекращается. В результате новому давлению $p_у$ управляющего воздуха будет соответствовать новое положение клапана *24*.

С увеличением предварительного натяжения настроечной пружины задатчика *2* возрастают давления $p_у$, p_1, p_2, а клапан *24* прикрывается и повышается давление пара в котле $p_к$.

Для рассмотренного позиционера характерен П-закон регулирования. При правильной настройке полное перемещение клапана *24* должно происходить при изменении давления $p_у$ в пределах $0{,}2 \cdot 10^5$ — $1 \cdot 10^5$ Па. Если наклон статической характеристики позиционера отличается от паспортной, то необходимо изменить коэффициент усиления позиционера изменением проходного сечения клапана *33* (см. характеристики *2* и *3* на рис. 5, *б*). Для параллельного смещения характеристики необходимо изменить предварительное натяжение пружины *28* вращением гайки *26*.

В автоматическом режиме работы кран *3* разворачивают в положение, указанное на схеме, и на вход позиционера поступает сигнал $p_у$ от ПИ-преобразователя. Из котла пар с давлением $p_к$ подводится к неподвижному концу спиральной трубки Бурдона *15*. Ее свободный конец через угловой рычаг *13* при изменении давления $p_к$ перемещает стрелку *17* указателя давления. От стрелки через дифференциальный рычаг *DEF*, разворачивающийся на оси *D*, передается воздействие на заслонку *10*, движущуюся относительно сопла *9* с зазором α_1. Сопло *9* с дросселем *21* образует делитель давления, выходной сигнал которого $p_з$ действует на жесткий центр мембранного блока *19* и уравновешивается силой действия пружины *20* усилителя мощности, формирующего выходное давление $p_у$ ПИ-преобразователя.

При установившемся режиме давление $p_к$ не меняется, звенья ПИ-преобразователя неподвижны, а определенное давление $p_у$ поступает на вход позиционера, который удерживает клапан *24* сброса пара в положении, пропорциональном этому значению.

При уменьшении нагрузки котла растет давление $p_к$, перемещаются звенья измерителя, увеличивается зазор α_1 между заслонкой *10* и соплом *9*, а давление $p_з$ в камере *А* усилителя мощности снижается. Уменьшается сила, действующая на жесткий центр *19* сверху, и под действием пружины *20* и силы, вызванной давлением $p_у$, он смещается вверх, открыв выход воздуху из камеры *Б* в атмосферу через верхнее седло клапана. Снижается давление $p_у$ на входе в позиционер и во внутренних полостях сильфонов *4* и *6* изодромной обратной связи ПИ-преобразователя. Причем из-за наличия дроссельного клапана *5* давление $p_у$ в полости сильфона *6* изменяется с запаздыванием. Поэтому вначале разворачивается рычаг *7* и воздействует на заслонку *10*, сдерживая ее движение от сопла *9*, т. е. на этом этапе ИОС работает как ЖОС, исключая резкое изменение давления $p_у$ под действием измерителя. По мере выравнивания давлений в полостях обоих сильфонов через дроссель *5* действие ИОС исчезает.

Вследствие действия ИОС регулятор вначале резко увеличивает открытие клапана *24* пропорционально изменению давления $p_к$, а затем медленно продолжает воздействие на клапан до тех пор, пока давление $p_к$ не примет первоначальное значение, т. е. АСР работает с нулевой статической неравномерностью.

Систему настраивают подбором времени изодрома $T_и$ (изменением проходного сечения дросселя *5*) и коэффициента усилия регулятора путем изменения степени действия ИОС (вращением заслонки *10* с соплом *9* вокруг оси *К* при повороте диска *8*). Параметры настройки выбирают в зависимости от устойчивости и инерционных свойств котла.

Для настройки регулятора на заданное давление $p_к$ вращают маховик *16*, от которого меняются положение стрелки *18* уставки задания и первоначальный зазор α_1 между соплом *9* и заслонкой *10* при развороте рычага *DEF* вокруг оси *F*.

Показания стрелки *17* измерителя давления $p_к$ регулятора контролируют по образцовому манометру. Пропорциональность показаний регулируют вращением винта *14*, а установку нуля — смещением по овальным пазам углового рычага *13* относительно свободного конца трубки *15*.

В рассмотренном случае ПИ-преобразователь применен как инвертирующий, т. е. с ростом давления $p_к$ давление $p_у$ уменьшается. Если по условиям эксплуатации необходимо среверсировать прибор, нужно относительно указателя рычага *12* развернуть на 180° диск *8* с соплом *9* и заслонкой *10* вокруг оси *К*.

Нейтральное положение рычага *12* регулируют смещением его опоры вращением винта *11*. Проходное сечение дросселя *21* выбирают таким образом, чтобы при полностью открытом сопле *9* давление $p_з$ не превышало $0{,}2 \cdot 10^5$ Па.

ГЛАВА 5. АВТОМАТИЗАЦИЯ СУДОВЫХ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

45. ЗАДАЧИ АВТОМАТИЗАЦИИ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ И ОСНОВЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА ТУРБИНЫ

Регулируемые параметры и способы регулирования. Современные паротурбинные установки оснащают средствами автоматики, обеспечивающими управление, регулирование, защиту и контроль работы главных, вспомогательных турбин и обслуживающих их систем. *Система управления* позволяет дистанционно либо автоматически производить пуск, остановку, реверсирование и изменение режимов работы различных турбоагрегатов в соответствии в алгоритмом их функционирования.

Составной частью системы управления паровой турбины является АСР частоты вращения и давления пара в концевых уплотнениях ротора, давления и температуры масла. Надежная и экономичная работа турбины обеспечивается автоматическим поддержанием на определенном уровне указанных и некоторых других параметров вспомогательных механизмов и систем.

Автоматическая защита обеспечивает закрытие БЗК, управляющего подводом пара к турбине, при предельных отклонениях критических параметров, что позволяет предотвратить аварию турбины. В некоторых установках предусмотрено автоматическое снижение частоты вращения турбины или ее остановка при срабатывании автоматической защиты котельной установки.

Одним из основных регулируемых параметров турбины является частота вращения ротора, которая должна поддерживаться на заданном уровне. При установившемся режиме крутящий момент $M_д$, развиваемый турбиной, и момент сопротивления $M_с$ (необходимый для привода гребного винта, электрического генератора, насоса и т.д.) равны, а частота вращения n_0 неизменна, т. е. если $M_{д0} = M_{с0}$, то $n_0 = \text{idem}$. В условиях эксплуатации момент сопротивления может изменяться произвольно, в зависимости от нужд потребителей. Тогда для поддержания заданной частоты вращения необходимо однозначно изменять крутящий момент турбины. Для этого изменяют количество подаваемого пара (открытием либо закрытием отдельных групп сопел) — *количественное регулирование* или изменением параметров пара путем его дросселирования (изменения степени открытия маневрового клапана) — *качественное регулирование*. Первый способ более экономичен, однако не обеспечивает высокой точности поддержания частоты вращения; его применяют при работе турбин на продолжительных установившихся режимах с частичной нагрузкой. Второй способ может обеспечить высокую точность поддержания частоты вращения, од-

нако менее экономичен. При автоматизации ТГ иногда применяют одновременно оба способа автоматического регулирования, но в этом случае необходимо устанавливать специальный РО, довольно сложный по устройству.

В главных турбинах обычно количественное регулирование осуществляют изменением числа работающих сопел вручную, а качественное — автоматически путем дросселирования пара. Рассмотрим работу ГТЗА с прямой передачей мощности на гребной ВФШ.

Предельная схема включения регулятора. При полном открытии маневрового и сопловых клапанов зависимость развиваемых турбиной крутящих моментов от частоты вращения ротора (рис. 81, *а*) определяется характеристикой $m_н$ подвода. Характеристикой отвода является «нормальная» винтовая характеристика *0B*, показывающая зависимость крутящего момента, необходимого для вращения винта с частотой n. Тогда установившийся режим ГТЗА — ВФШ при номинальной скорости судна определится параметрами точки B ($M_{д.н} = M_{с.н}$; $n_н$) — точки пересечения этих характеристик.

С увеличением сопротивления движению корпуса судна (движение во льдах, против ветра, по мелководью и т. д.) возрастает нагрузка и характеристика отвода смещается в положение *0A*, что соответствует характеристике «тяжелого» винта. Тогда при том же открытии клапанов на подводе пара появляется разность крутящих моментов, под действием которой скоротной режим ГТЗА — ВФШ изменяется по характеристике AB турбины и в точке A ($M_{д1} = M_{с1}$; n_1) наступает установившийся режим. Несмотря на снижение частоты вращения турбина работает с большей нагрузкой по крутящему моменту.

С уменьшением нагрузки (при оголении винта в штормовых условиях) винтовая характеристика смещается в положение *0Д* («легкий» винт) и скоростной режим изменяется по характеристике *BD*. Если условно принять, что характеристика винта останется на некоторое время в этом положении, то в точке D ($M_{д4} = M_{с4}$; n_4) наступит установившийся режим.

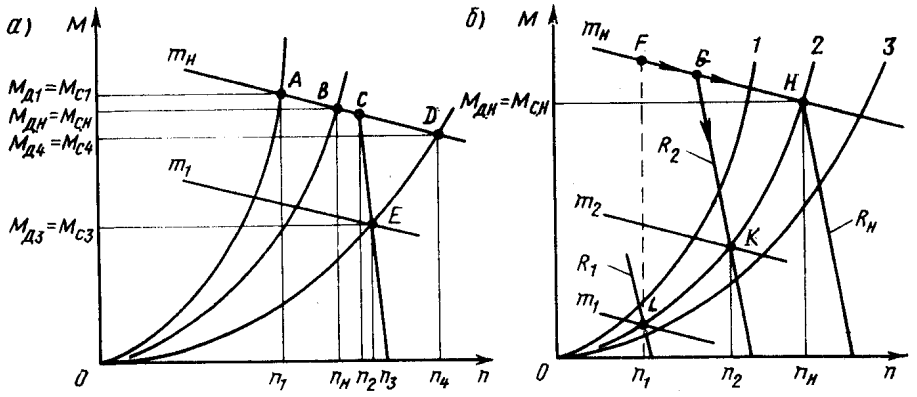


Рис. 81. Статические характеристики комплекса ГТЗА — ВФШ — АСР

Следовательно, *комплекс ГТЗА — ВФШ* с точки зрения частоты вращения обладает *положительным саморегулированием*, т. е. является устойчивым объектом. Однако при сбросе нагрузки частота вращения n_4 может достичь недопустимых пределов, грозящих аварией, т. е. ГТЗА может пойти вразнос. Предотвратить это можно установкой регулятора частоты вращения, выполняющего функции ограничителя. Его настраивают таким образом, чтобы при росте частоты вращения на 3—5 % сверх номинальной $n_п$ он вступал в работу и ограничивал подачу пара в турбину. Тогда при сбросе нагрузки вначале скоростной режим изменяется по линии BC, а затем при частоте вращения n_2 в работу вступает регулятор и по регуляторной характеристике CE воздействует на РО в сторону уменьшения подачи пара к турбине. Условный установившийся режим наступает в точке E ($M_{дз} = M_{сз}$; $n_з$) пересечения регуляторной характеристики CE с «легкой» винтовой характеристикой *0D*, а регулятор устанавливает РО в промежуточное положение, что соответствует работе ГТЗА по характеристике m_1. С ростом нагрузки (при погружении винта в воду) частота вращения снижается, и при значении n_2 регулятор увеличивает подачу пара до номинальной, а сам выключается из работы.

Схема включения регулятора, при которой он вступает в работу и ограничивает подвод энергии к ОР только при росте частоты вращения выше номинальной, называется *предельной*.

На турбинах по предельной схеме включаются обычно однорежимные ограничительные регуляторы частоты вращения и предельные выключатели системы защиты, воздействующие на БЗК.

Однорежимным называется регулятор, который может поддерживать только одну заданную частоту вращения в пределах статической неравномерности. В таких регуляторах предусматривается подстройка (изменение задания) в очень узком диапазоне частоты вращения. При этом статическая характеристика АСР (регуляторная) смещается параллельно самой себе.

На некоторых паровых турбинах установлены однорежимные статические ограничительные регуляторы непрямого действия с ЖОС, обладающие неравномерностью $\delta = 5$ %. Причем при значительном сбросе нагрузки они не обеспечивают полного закрытия БЗК и остается некоторый минимальный подвод пара к турбине.

Для полного исключения аварии турбины предусматривается автоматическая защита по максимально допускаемой частоте вращения. Рост частоты вращения на 13—15 % сверх номинальной приводит к срабатыванию предельного выключателя (регулятора безопасности) и полному закрытию БЗК. При правильной настройке и нормальной работе ограничительный регулятор должен удерживать частоту вращения в пределах, при которых предельный выключатель не вступает в работу.

Всережимная схема включения регулятора. Для перехода судна с ПТУ и ВФШ с одного скоростного режима на другой необходимо изме-

нять частоту вращения винта, а следовательно, и турбины. В современных ПТУ этот процесс автоматизирован — производится через всережимный регулятор частоты вращения изменением уставки его задания.

Всережимным называется регулятор, который может поддерживать любой заданный скоростной режим от минимально устойчивой частоты вращения вала двигателя до номинальной с точностью, определяемой его нечувствительностью и неравномерностью. Возмущением в таких регуляторах может быть изменение как частоты вращения, так и задания.

Всережимный регулятор паротурбинной установки с ВФШ, дросселируя пар в маневровом клапане, может поддерживать заданную частоту вращения вала в диапазоне от режима полного хода судна до 1—2 % этого значения на режимах самого малого хода. В этом случае всережимный регулятор включается в работу по *всережимной схеме*, при которой непрерывным воздействием регулятора на РО объекта регулирования стабилизируется заданная частота вращения.

Рассмотрим работу ГТЗА — ВФШ с всережимным регулятором, включенным по всережимной схеме. На режиме малого хода судна (рис. 81, *б*) установившийся режим характеризуется точкой L пересечения регуляторной характеристики R_1 с нормальной винтовой характеристикой *2*. Регулятор поддерживает заданную частоту вращения n_1, удерживая приоткрытым маневровый клапан, что соответствует работе турбины по частичной характеристике m_1.

Для перехода на режим среднего хода необходимо увеличить уставку задания регулятора. Чтобы понять сущность переходного процесса, мгновенно увеличим задание регулятору, что приведет к смещению регуляторной характеристики в положение R_2. В этом случае регулятор, стремясь поддержать вновь заданную частоту вращения, полностью открывает маневровый клапан, и ГТЗА с ВФШ будут разгоняться вначале по характеристике FG турбины, затем регулятор начинает уменьшать подачу пара, и разгон продолжается по регуляторной характеристике R_2. В точке K после того, как закончится разгон ГТЗА с ВФШ и корпуса судна, наступает установившийся режим. Регулятор поддерживает частоту вращения n_2, а турбина работает по частичной характеристике m_2.

При изменении нагрузки винтовая характеристика может сместиться в положения *1* или *3*, а регулятор поддерживает заданную частоту вращения в пределах статической неравномерности и нечувствительности, непрерывно воздействуя на маневровый клапан.

Для перехода на режим полного хода увеличивают задание регулятору до номинального значения, что приводит к смещению регуляторной характеристики в положение $R_н$. Переходный процесс происходит аналогично рассмотренному.

В условиях эксплуатации разгон турбины во времени производят медленно постепенным увеличением задания регулятору, с тем чтобы исключить механическую и тепловую перегрузки ГТЗА.

При работе ГТЗА в комплексе с гребным ВРШ установка всережимного регулятора, включенного по всережимной схеме, обязательна. Объясняется это тем, что скоростной режим судна меняется не только изменением частоты вращения ВРШ, но и изменением угла разворота его лопастей. С уменьшением шага винтовые характеристики становятся пологими, а нагрузка уменьшается. При нулевом развороте лопастей ВРШ нагрузка минимальная, а регулятор поддерживает заданную частоту вращения в пределах неравномерности АСР.

В автоматической системе регулирования частоты вращения турбогенератора устанавливают однорежимные регуляторы, обеспечивающие поддержание заданной частоты вращения вала и частоты тока в электрической сети в пределах допускаемой статической неравномерности, а включают их по всережимной схеме.

46. АВТОМАТИЗАЦИЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ ГЛАВНОЙ ТУРБИНЫ

Суда отечественной постройки типа «Ленинский комсомол» и «Прага» с реверсивными ГТЗА оснащены развитой гидравлической системой регулирования и защиты турбомашин. На судах более поздней постройки (типа «София» установлены аналогичные по принципу действия ГТЗА (рис. 82), но с более совершенными средствами автоматики, позволяющими, кроме указанного, производить дистанционное управление турбинами из ЦПУ воздействием на органы управления блока *28* автоматики.

Пар из котла через быстрозапорный клапан *6* подводится в общий коллектор. К турбинам переднего хода *ТПХ* пар поступает через автоматически управляемый маневровый клапан *9* и четыре сопловые коробки. Три коробки снабжены сопловыми клапанами *10*, управляемыми вручную. На режиме полного хода обычно два сопловых клапана открыты, а один закрыт. К турбине заднего хода *ТЗХ* пар поступает через автоматически управляемые последовательно включенные клапаны: маневровый *3* и разобщительный *2*.

Разобщительный клапан служит для быстрого и надежного запирания паропровода *ТЗХ* при работе *ТПХ*. Привод маневровых и разобщительного клапанов может производиться вручную либо автоматически с помощью гидравлических ИМ. В быстрозапорном клапане ИМ является общим для автоматической защиты и ограничительного регулятора частоты вращения турбин.

В качестве вспомогательной энергии, необходимой для работы автоматических устройств управления, регулирования и защиты, используют турбинное масло под различным давлением. От автоматических устройств и системы смазки ГТЗА масло сливается в сточную цистерну *24*. К узлам управления и регулирования оно подается насосами *25* под давлением $p_1 = 10 \cdot 10^5$ Па. Давление поддерживается постоянным вследствие обратного слива масла в сточную цистерну через ре-

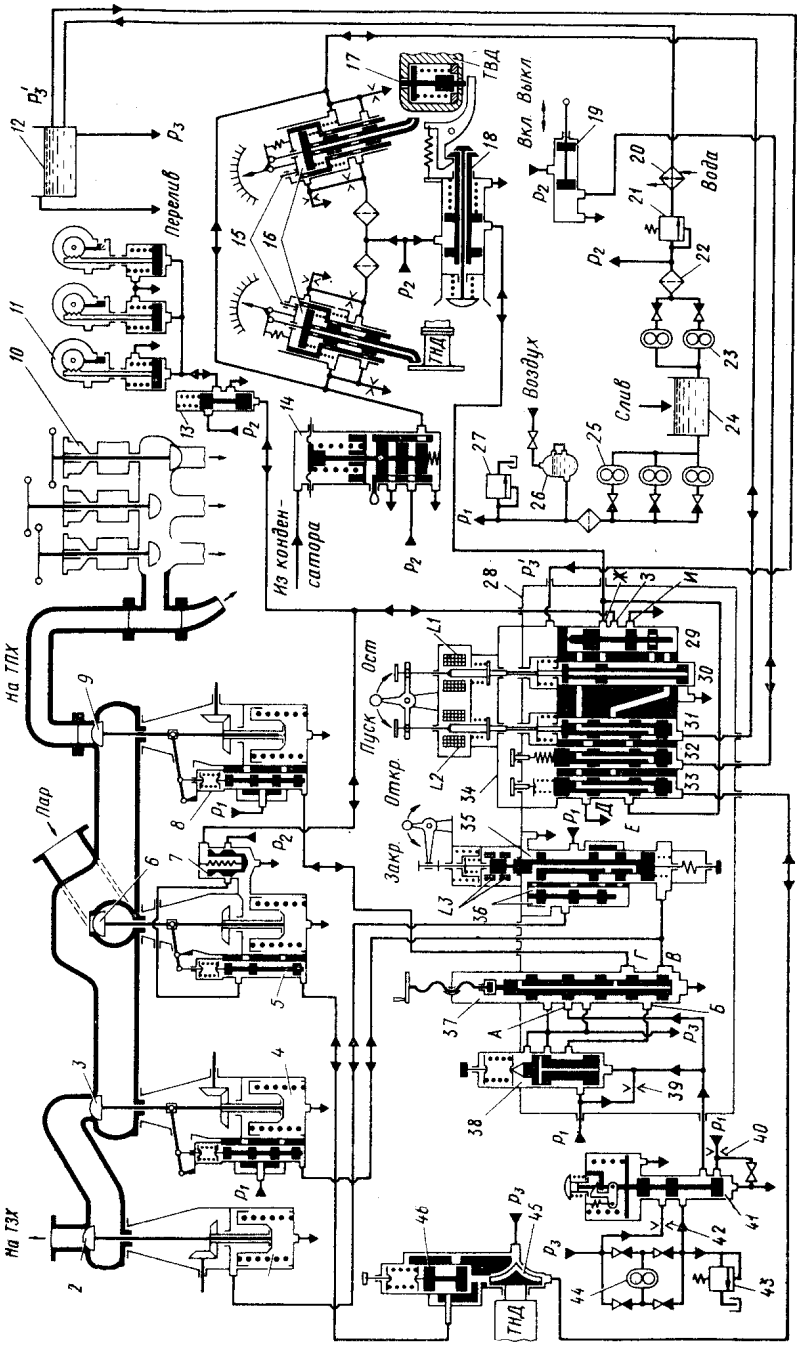


Рис. 82. Система управления, регулирования и защиты ГТЗА турбохода «София»

дукционный клапан *27* и установки пневмоцистерны *26*. Работает обычно один насос, а при падении давления масла до $7{,}84 \cdot 10^5$ Па автоматически включается резервный.

К средствам защиты масло подается насосами *23* через фильтр *22* под давлением $p_2 = 4 \cdot 10^5$ Па. Давление стабилизируется перепуском масла через редукционный клапан *21* и холодильник *20* в гравитационную цистерну *12*, расположенную выше ГТЗА приблизительно на 12 м. Из цистерны масло под давлением $p_3 = 1{,}1 \cdot 10^5$ Па подается на смазку ГТЗА и к двум датчикам частоты вращения ротора турбины низкого давления *ТНД* (шестеренному насосу *44* всережимного регулятора и импеллеру *45* автоматической защиты).

Пуск ГТЗА возможен только при указанных давлениях масла и выключенном валоповоротном устройстве. Тогда через блокировочный золотник *19* полость под золотником *32* блока защиты *34* сообщается со сливом, а золотник под действием давления p_3' удерживается в нижнем положении, снимая блокировку по включению валоповоротного устройства. Снятие блокировки по низкому вакууму холодной турбины обеспечивается ручным воздействием на буксу вакуум-реле *14* (через рукоятку), исключая подачу масла под давлением p_2 под золотник *31* блока.

Под давлением p_2 масло через золотник *18* предельного выключателя частоты вращения турбины высокого давления *ТВД* поступает в каналы *Е* и *Ж*. Если рукоятка поста управления блока *34* находится в положении «Остановка», то золотник *31* находится в крайнем верхнем положении, а золотник *30* — в крайнем нижнем. Тогда масло из нижней полости золотника *29* через золотник *30* идет на слив. Из канала *Е* через золотники *32* и *33* и внутренний канал золотника *31* масло подается на золотник *29* сверху, опуская его вниз. Золотником *29* канал *Ж* закрывается, а канал *З* через канал *И* сообщается со сливом.

При отсутствии давления масла в импульсной магистрали ускорительный клапан *7* пружиной удерживается в верхнем положении и открывает слив масла из рабочей полости ИМ. Под действием пружины поршень ИМ удерживает быстрозапорный клапан *6* в закрытом положении. Золотник *13* под действием пружины удерживается в нижнем положении, сообщая полости ИМ клапанов отбора пара из турбины *11* со сливом. Под действием пружин поршни ИМ опущены вниз и удерживают клапаны отбора в закрытом положении.

Смещение рукоятки управления блока *34* в положение «Пуск» приводит к перемещениям золотника *31* вниз, а *30*—вверх. Верхняя полость золотника *29* через канал *Д* сообщается со сливом, а нижняя через золотник *30* — с напорным каналом *Ж*. Под давлением масла золотник *29* смещается вверх, закрывает слив *И* и через каналы *Ж* и *З* масло под давлением p_2 поступает по импульсной магистрали к ускорительному клапану *7*. Клапан закрывает слив и открывает подвод масла под давление p_1 через управляющий золотник позиционера *5* в верхнюю полость ИМ. Поршень ИМ, преодолевая действие силовой пружины, перемещается вниз и открывает БЗК. Пар из котла поступает к манев-

ровым клапанам *3* и *9*. По импульсной магистрали от блока *34* масло поступает под золотник *13*, через него под давлением p_2 — в полости ИМ клапанов *11* отбора пара, и клапаны открываются.

При нахождении рукоятки дистанционного задатчика *37* частоты вращения в положении «Стоп» управляющий золотник запирает каналы *А* и *Б* подвода масла, а каналы *Г* и *В* через внутренние каналы золотника сообщаются между собой и со сливом. Так как импульсные магистрали управляющих золотников позиционеров *4* и *8*, а также исполнительный механизм *1* сообщены со сливом, то клапаны маневровые *3* и *9* и разобщительный *2* закрыты. Из напорной магистрали под давлением p_1 масло через дроссельную шайбу *39* поступает под золотник измерителя *38* всережимного регулятора и смещает его в верхнее положение, предотвращая подачу масла в канал *Б* задатчика *37*.

Пуск ГТЗА на передний ход и вывод на требуемый скоростной режим производят вращением рукоятки задатчика *37* в направлении, при котором его управляющий золотник смещается вверх. Пропорционально его смещению открывается дроссельный канал *А*, масло из-под золотника измерителя *38* идет на слив. Пропорционально снижению давления масла золотник под действием пружины опускается, открывая подвод масла через канал *Г* задатчика под золотник позиционера *8*. Преодолевая силу действия пружины ЖОС, золотник смещается вверх пропорционально давлению масла и открывает подвод масла под давлением p_1 в верхнюю полость ИМ. Поршень ИМ, преодолевая действие пружины, перемещается вниз и открывает маневровый клапан *9*. По мере его движения через рычаг увеличивается натяжение пружины ЖОС. Золотник возвращается в среднее положение, перекрывая канал подвода масла к ИМ, и движение поршня прекращается, т. е. маневровый клапан открывается на расстояние, пропорциональное давлению масла под золотником позиционера.

Подача пара через маневровый клапан *9* приводит к вращению роторов *ТВД* и *ТНД* на передний ход. Вращение передается гребному винту и через зубчатый редуктор *ТНД* реверсивному шестеренному насосу *44*. Из гравитационной цистерны масло насосом через переключатель *41* подается к дроссельному золотнику задатчика *37* и под золотник измерителя *38* частоты вращения.

Если истинная частота вращения отличается от заданной, то вследствие изменения подачи насоса изменяется давление под золотником и нарушается его равновесие. Золотник, перемещаясь пропорционально изменению частоты вращения и дросселируя масло в окнах, изменяет давление на выходе задатчика *37*, а следовательно,и под управляющие золотником позиционера *8*. В результате всережимный регулятор частоты вращения действует на маневровый клапан *9* пропорционально отклонению частоты вращения от заданного значения в сторону восстановления нарушенного равновесия. Всережимный регулятор поддерживает заданную частоту вращения на ходовых режимах в пределах 55—110 об/мин со статической неравномерностью 9 % и нечувствительностью $\pm$ (0,5÷2) %. Задание регулятору определяется смещением

из среднего положения золотника задатчика. При этом статическая характеристика АСР смещается параллельно самой себе (см. рис. 81,*б*). Соответствие заданной и истинной частот вращения устанавливается предварительным натяжением пружины измерителя *38* (см. рис. 82) при первоначальной настройке регулятора.

Реверсирование ГТЗА производится при вращении маховика задатчика *37* на задний ход. При прохождении его золотника через среднее положение маневровый клапан *9* закрывается. Смещение золотника вниз приводит к подаче масла через канал *В* в импульсную магистраль золотников позиционера *4* и механизма управления *35* разобщительного клапана. Позиционер *4* приоткрывает маневровый клапан *3* пропорционально давлению масла. Под давлением масла золотник механизма управления *35*, преодолевая силу действия возвратной пружины, смещается вверх и подает масло под давлением p_1 под золотник *36*. Последний смещается вверх и масло поступает в рабочую полость исполнительного механизма *1*. Поршень ИМ, преодолевая действие пружины, опускается и полностью открывает разобщительный клапан *2*. Пар поступает на *ТЗХ*, вызывая ее вращение в обратном направлении. Так как импульсный насос *44*, содержащий четыре невозвратных клапана, является реверсивным,то регулятор частоты вращения работает так же, как на передний ход.

При сильном волнении моря, если всережимный регулятор чрезмерно раскачивает маневровый клапан или вышел из строя насос *44*, нажатием кнопки переключателя *41* можно выключить всережимный регулятор. Под действием силовой пружины золотник переключателя опускается вниз. Через дроссельную шайбу *42* сообщаются между собой всасывающий и нагнетательный каналы насоса, а импульсный канал измерителя *38* и задатчика *37* сообщаются с напорной магистралью (давление p_1) через дроссельную шайбу *40*. В этом случае открытие маневрового клапана определяется только уставкой рукоятки задатчика *37*. Максимальное давление нагнетания насоса *44* ограничивается настройкой предохранительного клапана *43*.

В штормовых условиях при оголении гребного винта, если всережимный регулятор отключен или не справляется со своей задачей, частота вращения возрастает и в работу вступает ограничительный однорежимный регулятор, включенный по предельной схеме. Его датчиком является навешенный на ротор *ТНД* центробежный масляный насос (импеллер) *45*, к которому подводится масло под давлением p_3. Импеллером масло подается под золотник измерителя *46* ограничительного регулятора и под золотник *33* блока защиты *34*. При росте частоты вращения ротора на 3 % выше номинальной давление масла под дроссельным золотником измерителя *46* достигает $6{,}18 \cdot 10^5$ Па и золотник, преодолевая силу действия настроечной пружины, начинает двигаться вверх, управляя подводом масла под золотник позиционера *5* быстрозапорного клапана.

Пропорционально дальнейшему увеличению частоты вращения повышается давление масла в импульсной магистрали и золотник пози-

ционера перемещается вверх. Это приводит к открытию средним полем золотника слива масла из рабочей полости ИМ и вызывает движение поршня вверх под действием силовой пружины. По мере движения поршня уменьшается подача пара через БЗК, а через рычаг и пружину ЖОС золотник позиционера возвращается в среднее положение. Быстрозапорный клапан прикрывается пропорционально повышению частоты вращения ротора турбины более 103 %. Ограничительный регулятор может обеспечить поддержание частоты вращения в пределах 103—108 % номинальной при изменении нагрузки от 100 до 50 %. При снижении частоты вращения менее 103 % номинальной БЗК полностью открывается и ограничительный регулятор выключается из работы.

Частоту вращения, при которой регулятор вступает в работу, настраивают изменением предварительного натяжения пружины измерителя *46*. При этом статическая характеристика АСР смещается параллельно самой себе (см. рис. 81, *а*).

Если ограничительный регулятор не справляется со своей задачей, то при дальнейшем увеличении частоты вращения выше номинальной на 13—15 % давление масла на выходе импеллера *45* (см. рис. 82) и под золотником *33* блока защиты *34* возрастает настолько, что, преодолевая силу действия пружины, золотник смещается вверх. Через золотник *33* масло под давлением из канала *Е* подается в полость над золотником *29*, а полость под ним сообщается со сливным каналом *Д*. Под действием разности давлений золотник *29* смещается вниз и сообщает импульсный канал *З* со сливным *И*. Ускорительный клапан *7* и золотник *13* открывают слив масла из полостей соответствующих ИМ, а быстрозапорный клапан *6* и клапаны *11* отбора пара закрываются и ГТЗА останавливается.

Настройку защиты по предельной частоте вращения ТНД производят изменением предварительного натяжения пружины золотника *33*. Аналогично защита срабатывает в случае подъема золотника *32* при снижении уровня масла в гравитационной цистерне, снижении вакуума в главном конденсаторе и осевом смещении роторов *ТНД* и *ТВД*.

Защита по маслу срабатывает в том случае, если его давление над золотником *32* падает до $0{,}75 \cdot 10^5$ Па. Сила действия пружины становится больше силы действия масла на золотник, и он смещается вверх. Настройку на заданный предел давления производят изменением натяжения пружины золотника.

Защита по вакууму срабатывает по сигналу от вакуум-реле *14*, если давление пара в конденсаторе возрастет до 465— 532 гПа. Сила действия пружины, работающей на растяжение, становится больше силы от разрежения, золотник смещается вниз, а масло под давлением p_2 поступает в импульсную магистраль, вызывая срабатывание защиты. На заданное значение вакуума реле настраивают изменением предварительного натяжения пружины измерителя.

Защита по смещению роторов турбин срабатывает по сигналу от реле *16* сдвига, если осевое смещение роторов из среднего положения достигает 1 мм. В корпусе реле между двумя пружинами установлены

букса, золотник с поршнем и окнами, а также три дросселя. Нижней пружиной букса прижимается к регулировочному винту. Масло под давлением p_2 подводится внутрь золотника и под его поршень. В полость над поршнем масло подается через магистральный дроссель. Часть масла идет на слив через сливные дроссели, а остальное — через зазор между наконечником золотника и торцом ротора турбины. При среднем положении ротора силы от перепада давлений на поршне золотника и действия верхней пружины уравновешены. Золотник перекрывает канал импульсного трубопровода и давление в канале отсутствует. Сдвиг ротора в любом направлении на 1 мм приводит к изменению давлений в полостях поршня золотника, нарушению его равновесия и смещению, при котором открывается подвод масла под давлением в импульсную магистраль, что вызывает срабатывание защиты. В верхней части реле установлены указатели смещения роторов и сигнализаторы. По импульсам от сигнализаторов срабатывает предупредительная сигнализация при смещении ротора на 0,8 мм. Первоначальную настройку реле осевого сдвига производят на остановленных турбинах при среднем положении ротора установкой корпусов реле относительно ротора. Реле устанавливают так, чтобы наконечник золотника был прижат к ротору, а стрелка указателя сдвига была смещена относительно нуля на два деления по шкале. Окончательную настройку на нуль производят на работающей турбине смещением буксы при вращении регулировочного винта *15*.

Защита по предельной частоте вращения ротора ТВД срабатывает по сигналу от предельного выключателя с датчиком *17* частоты вращения, встроенным в ротор *ТВД*. При номинальной частоте вращения сила действия пружины больше центробежной силы, действующей на боек,который удерживается пружиной ротора в утопленном положении. С увеличением частоты вращения ротора *ТВД* сверх номинальной на 13—15 % под действием центробежной силы боек, преодолевая действие пружины, выдвигается из ротора и ударяет по рычагу с защелкой, удерживающей золотник *18*. Под действием пружины золотник смещается, перекрывает подвод масла к блоку защиты *34* и открывает слив. Это приводит к падению давления масла в импульсных магистралях, закрытию БЗК, клапанов отбора и остановке турбины. Настройку защиты на заданную частоту вращения производят изменением предварительного натяжения пружины датчика *17* с помощью шайб, устанавливаемых под упорную тарелку пружины.

Экстренную остановку турбины можно произвести через систему защиты ручным воздействием на кнопку золотника *18* или на рукоятку блока защиты *34*. В схеме предусмотрена возможность дистанционного управления пуском и остановкой турбины с ходового мостика при подаче электропитания в катушки соленоидов *L1* и *L2*. Подачей электропитания в катушки *L3* производится дистанционное открытие и закрытие разобщительного клапана *2* турбины заднего хода.

Схема управления, регулирования и защиты ГТЗА танкеров типа «Кубань» построена аналогично рассмотренной, а ее элементы имеют

такой же принцип действия и настройки. Отличительными особенностями схемы являются отсутствие маневрового клапана ТЗХ (в схеме нет ТЗХ, а применен ВРШ) и наличие специального привода задатчика частоты вращения всережимного регулятора.

47. АВТОМАТИЗАЦИЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЙ ТУРБИНЫ

Средства автоматики турбоприводных генераторов судовых электростанций и насосов имеют множество конструктивных решений, в большинстве случаев довольно простых, и в основном общие принципы работы (подобно средствам автоматики ГТЗА).

Основным регулируемым параметром вспомогательной турбины является частота вращения ротора. Автоматическая защита обеспечивает закрытие БЗК обычно по достижении предельных значений частоты вращения ротора, давления масла в системе смазки, противодавления за турбиной (повышения давления в конденсаторе) и осевого сдвига ротора. В зависимости от назначения механизма защита может срабатывать по всем указанным параметрам или по отдельным из них.

Наиболее жесткие требования предъявляются к АСР частоты вращения роторов ТГ, от качества работы которых зависят точность поддержания частоты тока и напряжения в электрической сети, а также распределение активной нагрузки между параллельно работающими генераторами. По требованиям Регистра СССР в автоматической системе регулирования частоты вращения ТГ степень неравномерности должна быть не более 5 %, а степень нечувствительности — не более 0,5 %. При полном сбросе или увеличении нагрузки время переходного процесса не должно превышать 5 с, а динамический заброс — не более 10 % номинальной частоты вращения. Движение РО должно быть плавным, без толчков. Регуляторы должны иметь устройства ручного и дистанционного изменения задания измерителей для настройки АСР на заданную частоту вращения (синхронизацию генераторов).

На судах типа «Ленинский комсомол» и «Прага» установлены ТГ типа ТД-600 (рис. 83). Пар через быстрозапорный клапан *1* подается в коробку *2* сопловых клапанов. Штоки клапанов различной длины свободно проходят через траверсу, приводимую в движение исполнительным механизмом *7* регулятора частоты вращения. При крайнем нижнем положении траверсы все клапаны закрыты. По мере движения траверсы вверх упорная гайка штока клапана *4* садится на траверсу, и он методом дросселирования управляет подводом пара к турбине. После полного открытия клапана *4* должен выбраться зазор между гайкой штока клапана *5*. Затем аналогично вступают в работу клапаны *3* и *6*. При движении траверсы вниз процесс управления клапанами и подачи пара в турбину происходит в обратной последовательности.

Применение такого РО позволяет производить автоматическое качественно-количественное регулирование с достаточной точностью поддержания частоты вращения ротора и получить наибольшую экономичность работы турбины.

На ТГ установлены гидравлические средства автоматики регулирования и защиты, работающие на масле при давлении около $8 \cdot 10^5$ Па. Для пуска турбины запускают электрический насос *18*, который подает масло из цистерны через невозвратный клапан *17* в верхнюю полость золотника *9* измерителя частоты вращения и на всасывание импеллера *12*, навешенного на ротор турбины. От импеллера масло подается под золотник *9*, к блоку *21* защиты и в систему смазки через дроссельный клапан *13*, фильтр *14* и холодильник *15*. Давление в системе смазки контролируется блоком защиты и поддерживается в пределах $(0{,}50 \div 0{,}60) \times 10^5$ Па редукционным клапаном *16*, сбрасывающим излишки масла в цистерну.

При номинальном давлении масла золотник *23*, преодолевая действие пружины, смещается вверх и подает масло под золотник *22*. Последний управляет подачей масла под поршень быстрозапорного клапана *1*, который открывается, и пар через открытые сопловые клапаны поступает в турбину. По мере того как частота вращения ротора воз-

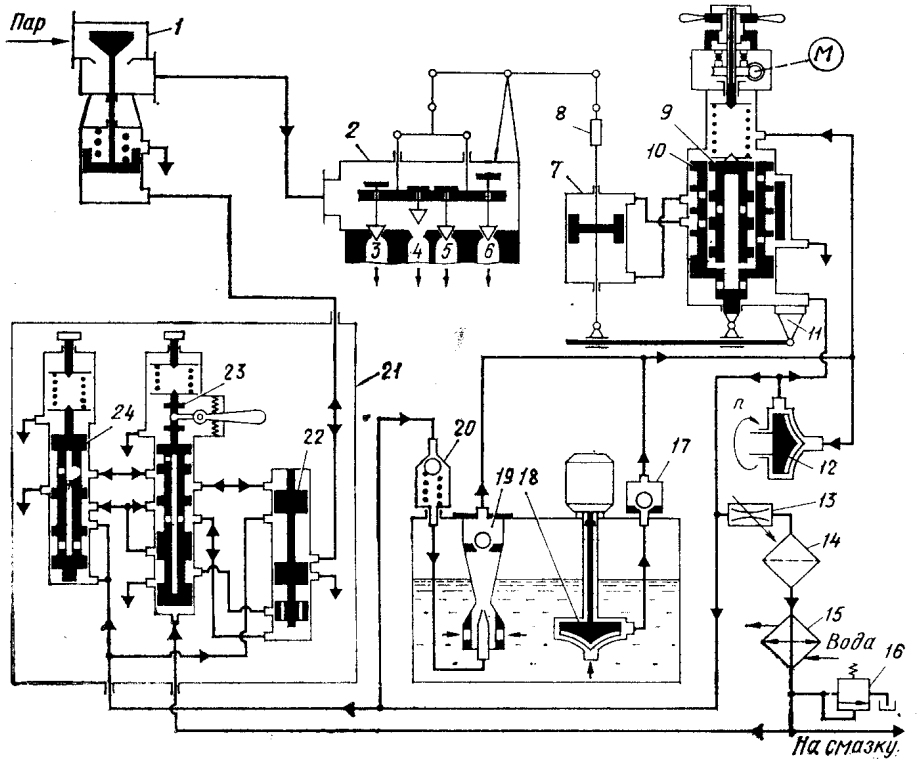


Рис. 83. Система регулирования и защиты турбогенератора ТД 600

растает до заданной, увеличиваются подача импеллера и перепад давлений масла на золотнике *9*. Золотник, преодолевая действие пружины измерителя, движется вверх, и масло через каналы буксы *10* подается в нижнюю полость исполнительного механизма *7*, а из верхней идет на слив. Поршень ИМ движется вверх и уменьшает открытие сопловых клапанов. По мере движения поршня через рычаг ЖОС, разворачивающийся относительно опоры *11*, букса движется за золотником. После перекрытия окон буксы полями золотника движение поршня ИМ прекращается и наступает установившийся режим, а регулятор поддерживает заданную частоту вращения при нулевой нагрузке генератора.

После разгона турбины насос *18* отключается, а его функции выполняет импеллер. Часть масла из нагнетательного трубопровода через невозвратный клапан *20* поступает в инжектор *19*, который создает давление на всасывании импеллера около $0{,}3 \cdot 10^5$ Па, обеспечивая его надежную работу. Задание регулятору (синхронизация частоты вращения ротора) может производиться вручную вращением маховика или дистанционно с ГРЩ подачей питания на реверсивный электродвигатель *М*. От его вращения через передаточный механизм изменяется предварительное натяжение пружины измерителя. Синхронизатор обеспечивает изменение задания регулятора и его перенастройку в пределах 94 — 104 % номинальной частоты вращения.

После подключения к ГРЩ генератор нагружают. С ростом нагрузки работа регулятора происходит аналогично рассмотренной, а его действие будет направлено на увеличение открытия сопловых клапанов. Так как усилитель регулятора охвачен отрицательной ЖОС, то с ростом нагрузки на установившихся режимах при том же задании регулятор поддерживает меньшую частоту вращения вала, т. е. для работы АСР характерна статическая неравномерность. Степень неравномерности регулируют в пределах 3—5 % изменением действия ЖОС (смещением опоры *11*). Влияние кинематической ЖОС на статические и динамические свойства АСР аналогично рассмотренному в § 18.

В условиях эксплуатации статическая неравномерность может возрасти в результате снижения параметров пара, подаваемого к БЗК. Объясняется это тем, что для одного и того же приращения нагрузки требуется большее изменение открытия сопловых клапанов, а это возможно при большем перемещении поршня ИМ, буксы *10* и золотника *9*. Тогда равновесие наступает при большем изменении натяжения пружины и большем статическом приращении частоты вращения.

Правильно включенный в работу регулятор должен обеспечивать полное закрытие сопловых клапанов при подходе поршня ИМ к крайнему верхнему положению. Регулирование выполняют изменением длины штока ИМ за счет талрепной связи *8*. Неправильный выбор длины штока может привести к ограничению действия регулятора на траверсу и чрезмерным динамическим забросам АСР.

Раскачивание системы и динамические забросы могут возрасти вследствие увеличения нечувствительности из-за протечек масла в элементах регулятора (измерителе, усилителе, ИМ), заедания деталей регулятора и траверсы, а также при неправильном регулировании длины штоков сопловых клапанов.

Автоматическая защита ТГ обеспечивает закрытие БЗК при повышении частоты вращения ротора на 10—12% сверх номинальной и падении давления в системе смазки до $0{,}3 \cdot 10^5$ Па. Принцип действия блока *21* защиты аналогичен рассмотренному в § 46. Настройку защиты по предельной частоте вращения производят изменением натяжения пружины золотника *24*, а по давлению масла — пружины золотника *23*. Остановку турбины и снятие действия защиты можно выполнить вручную воздействием на рукоятку золотника *23*.

Турбогенераторы ТД750 снабжены подобной системой регулирования и защиты и системой дополнительной защиты по противодавлению за турбиной. Аналогичные параметры регулирования и защиты обеспечиваются средствами автоматизации утилизационных ТГ и турбоприводных грузовых насосов судна.

ГЛАВА 6. АВТОМАТИЗАЦИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

48. ЦЕЛИ И ПРИНЦИПЫ АВТОМАТИЗАЦИИ ДИЗЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Судовая дизельная энергетическая установка,состоящая из главного и вспомогательных ДВС, а также обслуживающих их систем, оснащена средствами автоматики регулирования, контроля, защиты и управления, обеспечивающими надежную, безаварийную и экономичную работу.

Регулируемые параметры поддерживаются на заданном уровне обычно локальными АСР частоты вращения вала ДВС, температуры охлаждающих сред (воды и масла) в системах терморегулирования, температуры и давления масла в системе циркуляционной смазки, температуры или вязкости топлива на входе в двигатель и т.д.

Система централизованного контроля современного судна «следит» за значениями регулируемых параметров и выдает сигналы в автоматическую систему управления на пуск резервных насосов систем циркуляционной смазки, охлаждения и топливных при определенном снижении давления соответствующей среды. По сигналу от СЦК или автономной АСУ при перегрузке электрического генератора происходит автоматический пуск и включение в электрическую сеть резервных ДГ. Выбег основных параметров за пределы нормы приводит к срабатыванию предупредительной сигнализации (см. § 28). Если параметры отклоняются до недопустимых значений, срабатывает автоматическая защита, выключающая механизмы. Обычно предусматривается автоматическая защита по предельным значениям частоты вращения вала ДВС, давления охлаждающей среды и смазочного масла, по перегрузке ДГ, по другим параметрам.

Температурное состояние ДВС в значительной степени влияет на мощность, экономичность и надежность работы установки, а также на износ и тепловые напряжения в деталях цилиндропоршневой группы двигателя. В зависимости от типа двигателя, сортов используемого топлива и смазочного масла инструкциями по эксплуатации предписывается поддержание строго определенных значений температуры охлаждающей среды, продувочного воздуха, смазочного масла и топлива.

Сущность терморегулирования сводится к стабилизации заданных значений температуры рабочих сред путем выравнивания (баланса) подводимой и отводимой теплоты ОР. Практика эксплуатации систем терморегулирования и научные обоснования позволили определять наилучшие способы регулирования температур для известных типов систем.

Наиболее простым способом терморегулирования является *дросселирование* (мятие) охлаждающей или греющей среды в РО, в результате чего меняется ее проток через ОР и давление перед РО. Этот способ применяют для регулирования подачи греющего пара к топливоподогревателям в системах регулирования вязкости и температуры подогрева топлива и реже — для регулирования подачи забортной воды в воздушные холодильники систем наддува ДВС. При автоматизированном регулировании дросселированием используют обычно простые статические терморегуляторы.

Регулирование температуры *перепуском* широко применяют в системах дизельных и газотурбинных установок. Сущность перепуска состоит в том, что проток и давление охлаждающей среды через ОР неизменны, а меняется температура ее входа в контур путем перепуска части нагретой среды, выходящей из контура. Принцип такого регулирования рассмотрим на упрощенных принципиальных схемах автоматизированных систем охлаждения цилиндров и продувочного воздуха ДВС и циркуляционного масла (рис. 84, *а*).

Насосом *8* забортная вода от кингстона *7* подается в холодильники цилиндровой воды *6* и продувочного воздуха *5*, отбирая теплоту соответственно от внутреннего контура пресной воды, идущей от двигателя, и воздуха, нагнетаемого газотурбонагнетателем. Нагретая забортная вода через трехходовой клапан, управляемый регулятором температуры *РТ2*, разделяется на два потока, один из которых выбрасывается за борт, а другой через перепускную трубу возвращается на всасывание насоса. По сигналу от датчика, установленного на нагнетательном трубопроводе насоса, регулятор поддерживает заданную температуру забортной воды перед холодильником путем смешивания потоков воды,

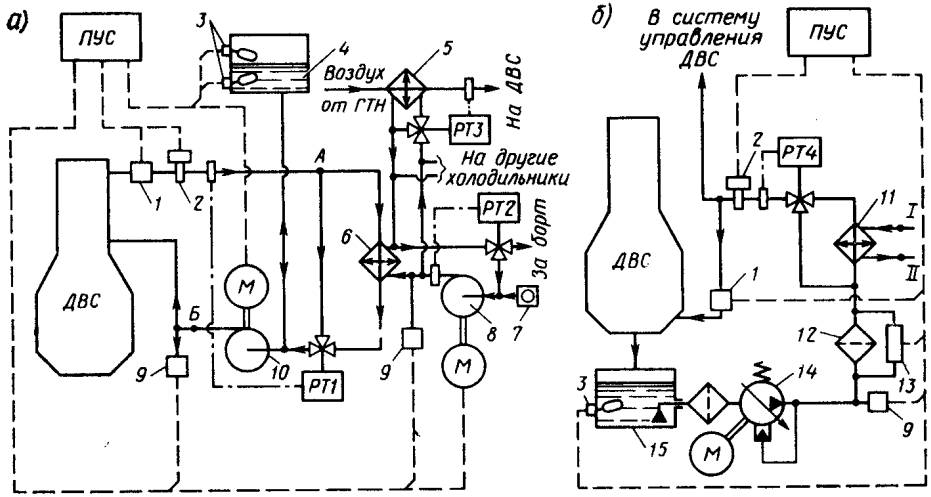


Рис. 84. Схемы автоматизации систем ДВС

идущей к насосу от кингстона, и перепускаемой. Если температура забортной воды ниже уставки регулятора, обеспечивается стабильность температуры воды на входе в холодильник (в пределах статической неравномерности АСР). Это повышает качество работы АСР контура пресной воды на малых нагрузках двигателя при сравнительно низкой температуре (до 10—15 °С) забортной воды.

Аналогичный принцип регулирования используется в контуре пресной воды. Циркуляционный насос *10* с постоянной подачей нагнетает воду в полости охлаждения цилиндров и крышек двигателя. Регулятор температуры *РТ1* по сигналу от датчика, установленного на выходе воды из двигателя, воздействует на РО, в котором смешиваются потоки воды, охлажденной в холодильнике и перепускаемой мимо него.

При таком способе регулирования поддерживается постоянный расход воды через двигатель и минимальный перепад температур на нем, что при нормальном давлении, создаваемом насосом, исключает образование застойных зон и «паровых мешков» в контуре охлаждения, а также обеспечивает минимальную тепловую напряженность ДВС.

В системах охлаждения некоторых двигателей РО установлены на разделении потоков (точка *А*), а датчик регулятора температуры — на входе в двигатель (точка *Б*). По статическим характеристикам АСР оценим характер поддержания температуры на входе и выходе воды на установившихся режимах при установке датчика терморегулятора в указанных характерных точках.

Под *статической характеристикой системы терморегулирования* ДВС понимают зависимость установившихся значений регулируемой температуры от нагрузки, изменяющейся в пределах 25—100 % эффективной мощности N_e для главных ДВС с прямой передачей мощности на ВФШ и в пределах 0—100 % для главных ДВС с ВРШ и дизель-генераторов.

Если датчик установлен на выходе воды из двигателя, а терморегулятор астатический и настроен на поддержание, например, температуры 68 °С, то статическая характеристика АСР графически описывается линией *АВ* (рис. 85, *а*), а в зависимости от нагрузки температура входа воды в двигатель должна изменяться по линии *CD*. Тогда данному двигателю при 25%-ной нагрузке соответствует перепад температур воды на выходе и входе $\Delta\vartheta_{min} = 4$ °С, а при 100 % -ной нагрузке — $\Delta\vartheta_{max} = 10$ °С.

Если датчик астатического регулятора установлен на входе воды в двигатель, то, для того чтобы при 100%-ной нагрузке поддерживалась та же температура выхода 68 °С, необходимо настроить регулятор на поддержание температуры 58 °С. Тогда статическая характеристика АСР займет положение *FD*, а при изменении нагрузки статические значения температуры на выходе будут изменяться в тех же пределах ($\Delta\vartheta_{max}$—$\Delta\vartheta_{min}$) по линии *EB*. Следовательно, в статике независимо от места установки датчика астатического регулятора перепад температур и тепловая напряженность в среднем при определенных нагрузках одинаковы, а их значения зависят в основном от нагрузки двигателя.

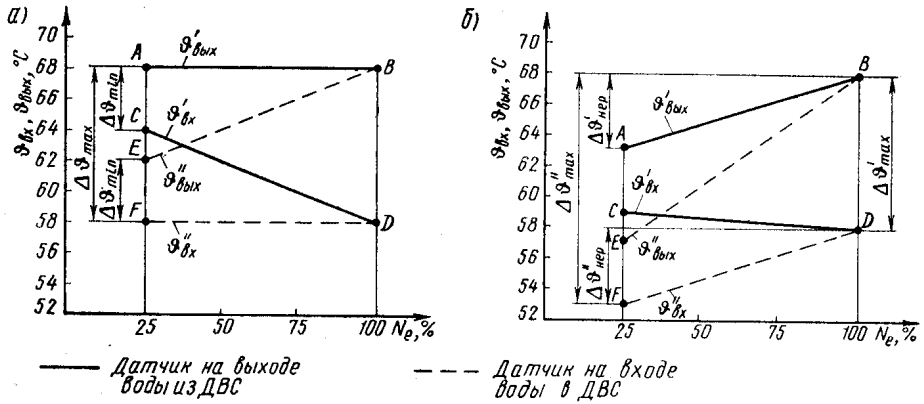


Рис. 85. Статические характеристики АСР температуры охлаждающей воды ДВС

Картина существенно изменяется, если применить статический регулятор температуры (рис. 85, *б*). Тогда при установке датчика на выходе воды из двигателя и тех же начальных условиях в статике температура выхода поддерживается в зависимости от нагрузки по характеристике *АВ*, т. е. в пределах статической неравномерности системы $\Delta\vartheta'_{нер}$=5°С. При сохранении тех же тепловых перепадов температура входа изменяется по характеристике *CD*, т. е. общее изменение температуры на входе и выходе воды сохраняется в пределах $\Delta\vartheta'_{max}$.

Если датчик статического регулятора температуры перенести на вход воды в двигатель и при 100 %-ной нагрузке регулятор настроить таким образом, чтобы температура выхода соответствовала 68 °С, то при уменьшении нагрузки ДВС на установившихся режимах температура на входе будет поддерживаться регулятором по статической характеристике *FD* в пределах неравномерности АСР $\Delta\vartheta''_{нер} = 5$ °С, а температура на выходе будет изменяться по характеристике *EB*. Общее изменение температуры в двигателе будет происходить в пределах $\Delta\vartheta''_{max}$, превышающей значение $\Delta\vartheta'_{max}$ тем больше, чем выше статическая неравномерность АСР. В динамике, если датчик установлен на входе воды в двигатель, он начинает реагировать на изменение температуры только после транспортирования потока с новой температурой по магистралям и через холодильник, т. е. с запаздыванием, что отрицательно сказывается на переходных процессах АСР.

Из рассмотренного следует, что при использовании статического регулятора в системах терморегулирования цилиндров и крышек ДВС для обеспечения меньшего общего перепада температур предпочтительней установка датчика регулятора на выходе воды из двигателя.

Для регулирования температуры продувочного воздуха обычно применяют способ *обвода* (см. рис. 84, *а*). Воздух, поступающий от турбонасоса *ГТН*, охлаждается в холодильнике *5*. Его температура на входе в ДВС поддерживается на заданном уровне регулятором температуры

РТЗ, изменяющим подачу забортной воды через холодильник. С ростом температуры воздуха по сигналу от терморегулятора увеличивается поток воды через холодильник, а поток, идущий через РО в обвод, уменьшается.

В системах циркуляционной смазки и охлаждения поршней ДВС (рис. 84, *б*) регулируемым параметром является температура входа среды в двигатель. Терморегулятор *РТ4* при изменении температуры воздействует на РО, в котором смешиваются потоки охлажденной и неохлажденной среды, т. е. температура регулируется перепуском.

В системах смазки некоторых двигателей все масло прокачивается через холодильник *11*, а его температура на входе в двигатель регулируется изменением количества воды, прокачиваемой через холодильник. В этом случае РО вводится в магистраль *1* забортной воды, а обводной патрубок — в магистраль *11* выхода из холодильника, т. е. регулирование осуществляется обводом.

По требованию Регистра СССР в системах охлаждения и циркуляционной смазки должен осуществляться автоматический контроль давления воды и масла за насосами,температуры охлаждающих сред на выходе из цилиндров и поршней, уровней в сточных и расширительных цистернах. При недопустимых отклонениях этих параметров должна срабатывать АПС. В некоторых установках по основным параметрам предусматривается защита.

Предельные значения температуры в характерных точках систем контролируют подачей на пульт управления и сигнализации *ПУС* сигналов от реле *2* температуры (сигнализаторов). Аналогично ведется контроль уровней в расширительной *4* и сточной *15* цистернах по сигналам от реле уровня *3*, а также контроль давления за насосами *8*, *10* и *14* по сигналам от реле давления *9* и контроль перепада давлений на фильтре *12* по сигналу от реле *13*. Защита ДВС срабатывает по сигналу от реле потока *1*, устанавливаемого обычно на магистралях выхода охлаждающей среды из цилиндров и поршней.

Максимальное давление масла за циркуляционным насосом *14* ограничивается встроенным редукционным клапаном путем перепуска масла из нагнетательной полости насоса во всасывающую. Редукционные клапаны являются простейшими ограничительными регуляторами прямого действия.

49. РЕГУЛЯТОРЫ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

В системах терморегулирования со сравнительно малыми сечениями трубопроводов и регулирующего органа (до 80 мм) необходимое качество регулирования обычно обеспечивается регуляторами температуры прямого действия, в которых применяют измерители с жидкостными, парожидкостными и твердыми наполнителями (см. § 5). Существуют измерители со встроенными ЧЭ и дистанционные. Во втором случае сигнал об изменении температуры от ЧЭ к ИМ регулятора прямого действия передается по капиллярной трубке (см. рис.59). Ввиду сравнительно высокой неравномерности, нечувствительности и малой работоспособности такие регуляторы целесообразно устанавливать только в системах терморегулирования вспомогательных двигателей малой мощности.

50. РЕГУЛЯТОР ТЕМПЕРАТУРЫ РТНДМ

В системах терморегулирования современных судов широко распространены регуляторы температуры непрямого действия с пневматическими усилителями, где в качестве вспомогательной энергии применен сжатый воздух.

На судах отечественной постройки устанавливаются регуляторы температуры непрямого действия РТНДМ (рис. 86), работающие на сжатом воздухе с давлением до $10 \cdot 10^5$ Па. Жидкостный датчик закреплен на трубопроводе, а его термопатрон омывается средой,температура которой регулируется. Объем наполнителя термопатрона и положение торца уплотнительного сильфона *1* при постоянной настройке датчика однозначно характеризуются температурой омывающей среды.

При установившемся режиме сильфоном и возвратной пружиной *3* резьбовой шток *4* с траверсой *2* удерживается в определенном положе-

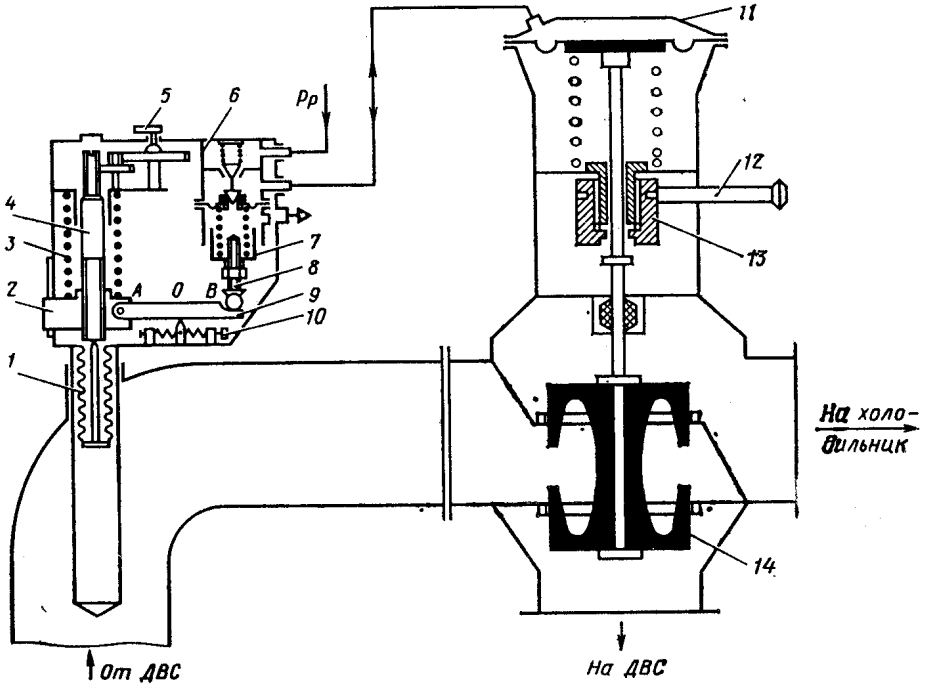


Рис. 86. Регулятор температуры РТНДМ

нии, что однозначно определяет положение дифференциального рычага *9*, толкателя *8* и стакана *7*. В донышко стакана упирается задающая пружина УУ усилителя *6*. Сила действия пружины на жесткий центр мембраны снизу уравновешивается давлением воздуха на мембрану сверху, и двухседельный клапан закрыт. Давление воздуха в полостях УУ и исполнительного механизма *11* постоянно. Трехходовой клапан *14* неподвижен и в определенном отношении разделяет поток охлаждающей воды, идущей из двигателя. Одна часть потока поступает на холодильник, а другая — на перепуск. Устройство и принцип действия аналогичного усилителя см. на рис. 19, *а*.

С изменением нагрузки изменяется температура воды на выходе из двигателя, датчик через рычаг *9* (см. рис. 86) воздействует на стакан и изменяется предварительное натяжение задающей пружины УУ усилителя. Это приводит к нарушению равновесия сил в УУ и изменению давления воздуха в полости ИМ. Пропорционально этому изменению перемещается клапан *14* и перераспределяется поток воды, идущий от двигателя на холодильник и мимо него. А так как регулятор образован последовательно соединенными между собой статическими датчиком и усилителем, то при изменении нагрузки ДВС просходит пропорциональное воздействие на клапан *14* и объект регулирования, а заданная температура поддерживается со статической неравномерностью.

Значение статической неравномерности может устанавливаться в пределах 6—12 °С изменением передаточного коэффициента от датчика к усилителю. Для изменения неравномерности (коэффициента пропорциональности) регулятора вращают винт *10*, что приводит к смещению опоры *О* рычага *9* и изменению соотношения его плеч *АО* и *ВО*.

При первоначальной настройке АСР следует установить минимальную неравномерность, т. е. максимально сместить опору *О* к оси *А*. Если при этом наблюдается раскачивание АСР в динамике, устойчивость следует увеличивать постепенным увеличением неравномерности (уменьшением коэффициента усиления регулятора), т. е. смещением опоры *О* в сторону оси *В* ролика толкателя.

На заданное статическое значение температуры регулятор настраивают перемещением траверсы *2* путем вращения винта *4*, что приводит к изменению предварительного натяжения задающей пружины управляющего устройства *6* через рычаг *9*. Контроль уставки заданного значения температуры ведется по шкале датчика, вдоль которой перемещается стрелка *5*, приводимая во вращение от винта *4* через шестеренный редуктор.

При чрезмерном повышении температуры (неисправностях регулятора) защита ЧЭ от разрыва обеспечивается возможностью значительного перемещения штока *4* с траверсой *2* и сжатия пружины *3*. В этом случае закрывают провод рабочего воздуха и вращением резьбовой гайки *13* рукояткой *12* принудительно перемещают шток ИМ с клапаном *14*. При исчезновении питания регулятора сжатым воздухом ИМ устанавливает клапан *14* в крайнее верхнее положение, что соответствует перепуску всей воды через холодильник.

Из-за переменных сил трения в уплотнительном сальнике штока гидравлического сопротивления РО рассмотренный ИМ при одних и тех же малых значениях давления в рабочей полости может удерживать РО в различных положениях. В рассматриваемом регуляторе этот недостаток устранен благодаря сравнительно высокому давлению рабочего воздуха, что влечет его повышенный расход в переходных процессах. Указанных недостатков не имеют регуляторы, ИМ и УУ которых охвачены жесткой обратной связью, т. е. регуляторы с позиционерами.

51. РЕГУЛЯТОР ТЕМПЕРАТУРЫ «ПЛАЙГЕР»

Регулятор — непрямого действия, пневматический, статический с регулируемой неравномерностью (рис. 87). Состав регулятора по звеньям, их взаимосвязь и АСР в целом можно представить структурной схемой (рис. 88, *а*), из которой нужно исключить ПИ-преобразователь и ПДУ. Регулятор состоит из последовательно соединенных датчика, измеряющего температуру охлаждающей среды на выходе из ДВС, и усилителя, воздействующего на РО, посредством которого управляется отвод теплоты $Q_{отв}$ на холодильник.

Выходным сигналом датчика и входным — позиционера является давление p_1 управляющего воздуха (на позиционере для регулятора «Плайгер» давление p_1 указано в скобках). Выходной сигнал позиционера в виде давления p_3 воздуха поступает на мембранный ИМ одностороннего действия, перемещение выходного звена которого приводит к воздействию на РО, а через отрицательную ЖОС — на позиционер. Введение ЖОС от ИМ к позиционеру позволяет получить пропорциональную зависимость между значениями p_1 и перемещением m усилителя. Регулятор и АСР в целом настраивают изменением уставок задания R коэффициентов пропорциональности k и времени T_c исполнительного механизма.

Из баллонов под давлением $p_р$ (см. рис. 87) сжатый воздух через фильтр *20* подается к стабилизатору давления *21*, настроенному на давление $p_{п1} = (1{,}5 \div 2)10^5$ Па. Под этим давлением воздух поступает в позиционер *19* и к стабилизатору давления *22* дилатометрического датчика температуры. Стабилизатор поддерживает давление $p_{п2} = 1{,}08 \times 10^5$ Па перед дросселем *23*, исключая колебания давления перед ним при изменении расхода воздуха на позиционер. От дросселя воздух подается к соплу *24* датчика температуры и в глухую мембранную камеру *Г* измерителя первого каскада усиления позиционера. Дроссель *23* с соплом *24*, прикрываемым заслонкой *25*, образуют цепь последовательно соединенных пневморезисторов (делителей давления). Тогда при неизменном давлении питания и проходном сечении дросселя перепад давлений на нем, а следовательно, и давление в камере *Г* будут зависеть от расхода воздуха в атмосферу через сопло.

При установившемся режиме температура датчика неизменна, заслонка *25* пружиной *26* прижата к винту *27* и неподвижна, а через за-

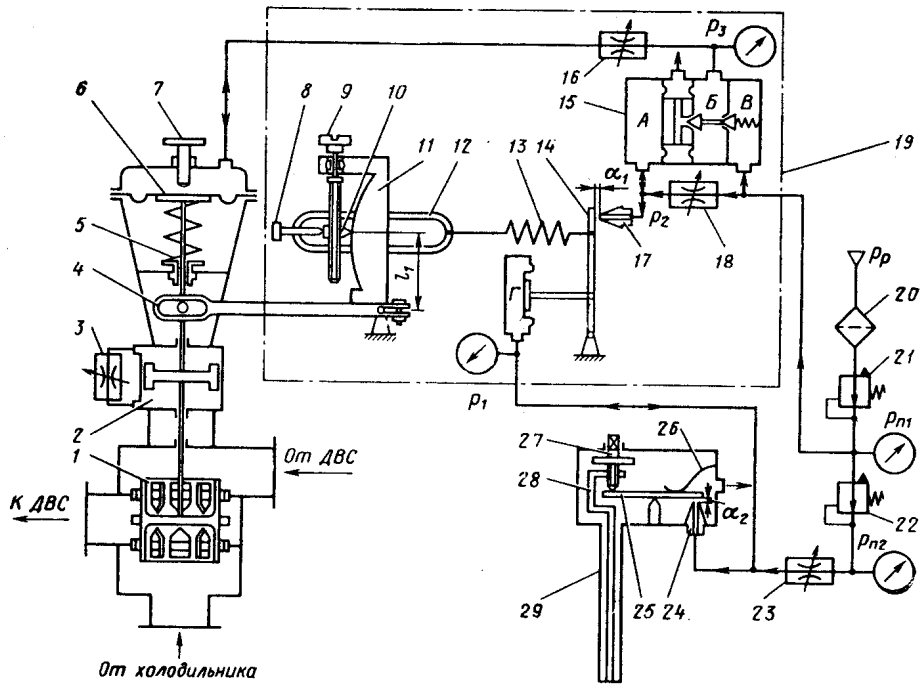


Рис. 87. Регулятор температуры «Плайгер»

зор α_2 идет определенный расход воздуха в атмосферу, и выходное давление датчика p_1 неизменно. Это давление является входным сигналом позиционера, создавая на мембране камеры *Г* силу, которая уравновешивается на заслонке *14* силой действия пружины *13* силовой отрицательной ЖОС. Заслонка с зазором α_1 удерживается у сопла *17*, образующего с дросселем *18* аналогичный рассмотренному делитель давления, от которого воздух подается под давлением p_2 в камеру *А* усилителя мощности *15* второго каскада усиления. Давление p_2 в камере *А* на жесткий центр мембраны уравновешивается давлением p_3 на него воздуха в камере *Б*, и двухседельный клапан удерживается в закрытом положении. Воздух под давлением p_3 через дроссель *16* поступает в рабочую полость ИМ, а давление на жесткий центр мембраны *6* уравновешивается силой действия силовой пружины *5*. Через соединительный шток исполнительного механизма трехходовой золотник *1* удерживается в определенном положении, управляя смешиванием потоков рабочей среды, идущей от холодильника и мимо него.

Увеличение нагрузки двигателя приводит к росту температуры рабочей среды, удлинению трубки *29* датчика, перемещению стержня со скобой *28* и микрометрическим винтом *27*. Это приводит к развороту заслонки *25*, увеличению зазора α_2, снижению давления p_1 в камере *Г*

и нарушению равновесия сил, действующих на заслонку *14*. Под действием разности сил заслонка разворачивается, возрастает зазор α_1, а давление p_2 в камере *А* усилителя *15* снижается. Нарушается равновесие сил на жестком центре, он отрывается от клапана, и через камеру *Б* происходит стравливание воздуха в атмосферу из полости ИМ. Нарушается равновесие сил также в ИМ, и золотник *1* через шток пружиной *5* начинает перемещаться вверх, увеличивая подачу рабочей среды от холодильника и уменьшая поток мимо него. По мере движения штока разворачивается рычаг *4*. От него через профильный рычаг *11*, опору *10*, винт *8* и серьгу *12* уменьшается натяжение пружины *13*. Равновесие сил на заслонке *14* восстанавливается, ее движение от сопла *17* прекращается и ограничивается снижение давления в полости *А* блока *15*. По мере снижения давления p_3 в полости *Б* до значения p_2 в полости *А* восстанавливается равновесие сил на жестком центре мембраны и он, перемещаясь в обратном направлении, прижимается к клапану. Стравливание воздуха в атмосферу из полости ИМ и движение золотника *1* прекращается.

При снижении температуры рабочей среды ниже заданной направление действия регулятора изменяется на противоположное (работу его звеньев предлагается рассмотреть самостоятельно).

Из изложенного следует, что блок *15* усилителя мощности является астатическим звеном, обеспечивая на установившемся режиме строгое соответствие (с нулевой неравномерностью) давлений p_2 и p_3. В динамике его задача сводится к управлению значительным потоком воздуха, подаваемого в ИМ или стравливаемого из него. Управление вторым каскадом усиления ведется статическим усилителем первого каскада с малым расходом воздуха.

Введение в первый каскад усиления отрицательной ЖОС позволяет получить строго однозначное (пропорциональное) соответствие между значениями его входного сигнала p_1 и положением штока ИМ, а следовательно, и положением m регулирующего органа. При правильной настройке позиционера это соответствие должно описываться статической характеристикой *1* (см. рис. 88, *г*).

Так как регулятор состоит из последовательно соединенных статических звеньев (датчика и позиционера), то он воздействует на регулирующий орган и объект регулирования пропорционально изменению температуры $\Delta\vartheta$ до тех пор, пока не восстановится тепловой баланс ($Q_{под} = Q_{отв}$), т. е. АСР является статической, а ее статические свойства графически описываются характеристиками *AB* или *EB* (см. рис. 85, *б*) в зависимости от места установки датчика терморегулятора на ОР.

Качество переходного процесса АСР определяется совокупностью свойств объекта регулирования, регулирующего органа и регулятора. Вследствие запаздывания и значительной инерционности ОР переходный процесс происходит обязательно с перерегулированием.

Проверку и наладку регулятора выполняют по звеньям в определенной последовательности. Прежде всего проверяют давление пита-

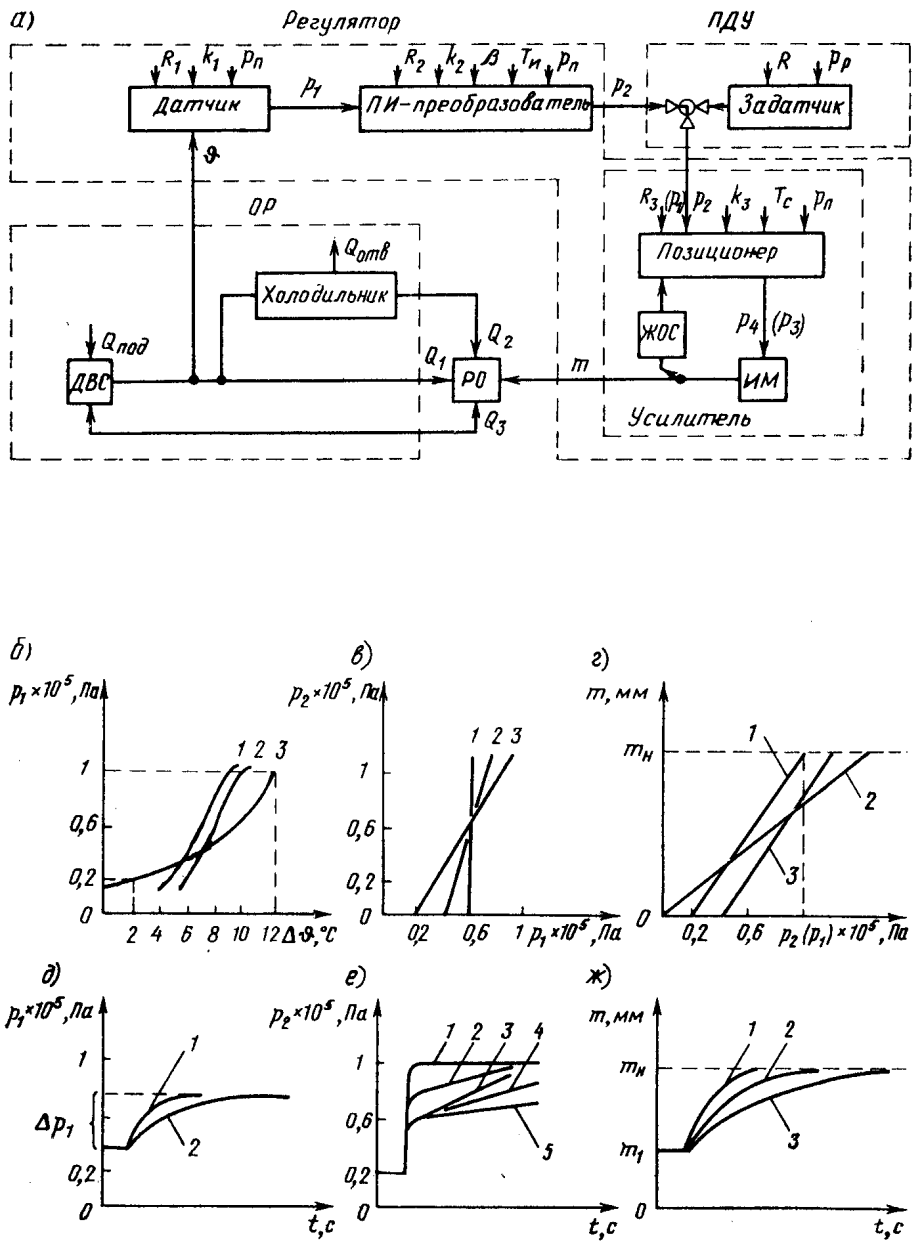


Рис. 88. Автоматическая система терморегулирования

ния за стабилизаторами *21* и *22* (см. рис. 87) и при необходимости устанавливают на указанные пределы.

При максимальном зазоре между соплом *17* и заслонкой *14* давление в камере *А* блока *15* и на его выходе должно быть в пределах (0,15÷÷0,2) 10^5 Па. Его регулируют изменением проходного сечения дросселя *18*.

Правильно настроенный позиционер должен обеспечивать номинальное перемещение $m_н$ золотника *1* при изменении давления p_1 в пределах (0,2÷1)10^5 Па, что соответствует его статической характеристике *1* (см. рис. 88, *г*). Если статическая характеристика позиционера имеет иной наклон (например, характеристика *2*), то при изменении выходного сигнала датчика (давления p_1) в указанных пределах золотник *1* перемещается лишь частично. Это ограничивает перепуск охлаждающей воды и может привести к переохлаждению или перегреву двигателя.

Для уменьшения наклона статической характеристики увеличивают передаточный коэффициент $k_з$ позиционера уменьшением степени действия ЖОС. В этом случае следует вращением винта *9* (см. рис. 87 и 88, *г*) сместить опору *10* с серьгой *12* вниз, т. е. уменьшить плечо l_1 профильного рычага *11*. Если характеристика позиционера развернулась и заняла положение *3* параллельно характеристике *1*, то следует вращением винта *8* ослабить предварительное натяжение пружины *13*. Таким образом, на требуемый ход РО позиционер настраивают совместным манипулированием винтами *8* и *9*.

После настройки позиционера проверяют, а в случае необходимости производят статическую настройку измерителя температуры. Это можно делать как на остановленном двигателе, так и на работающем.

В первом случае датчик снимают с магистрали охлаждения, а к магистрали, идущей в камеру *Г*, подсоединяют образцовый манометр с пределом измерения до $2{,}5 \cdot 10^5$ Па. При поданном питании воздуха датчик погружают в термостат с водой, температура которой соответствует температуре выхода воды из двигателя при минимальной его нагрузке. Вращением микрометрического винта *27* максимально приближают заслонку *25* к соплу *24*. При этом давление p_1 должно достичь $1 \cdot 10^5$ Па. Постепенно (статически) повышают температуру воды в термостате и добиваются снижения давления выхода до $0{,}2 \cdot 10^5$ Па. Разность температур, измеренная по образцовому термометру, при указанных крайних значениях давлений определяет статическую неравномерность датчика. При предварительной настройке датчика следует устанавливать минимальную неравномерность ($\Delta\vartheta_{нер} \approx 2$°С), что соответствует статической характеристике *1* или *2* (см. рис. 88, *б*) и открытию дросселя *23* (см. рис. 87) приблизительно на четверть оборота. Если неравномерность более указанной, дроссель следует прикрывать, а если меньше — приоткрывать.

На работающем двигателе датчик остается на магистрали охлаждения, а его проверку и настройку производят аналогично рассмотренным при переходе на ручное управление золотником *1* посредством вра-

щения маховика 7. Так как технические термометры, установленные на двигателе, обладают меньшей точностью измерения по сравнению с образцовыми, то точность определения неравномерности будет ниже, чем в первом случае.

Самым простым способом определения неравномерности датчика «Плайгер» (еще менее точным, чем рассмотренный) является отсчет по делениям лимба микрометрического винта 27, разворот которого вызывает изменение выходного давления в пределах $(0{,}2 \div 1)10^5$ Па.

После проверки и настройки звеньев регулятора двигатель выводят на установившийся режим полной нагрузки, а уставкой задания датчика добиваются равенства истинной температуры воды на выходе из ДВС и заданной. Сущность динамической настройки АСР сводится к подбору соответствующих скорости изменения регулируемой температуры и перемещения РО, при которых после нанесения возмущения переходный процесс имеет затухающий характер, а его время и динамический заброс температуры минимальны. Вначале дроссель *3* катаракта *2* и магистральный дроссель *16* должны быть полностью открыты. Возмущение можно наносить изменением нагрузки ДВС (частичным уменьшением топливоподачи) или уставки задания регулятора (уменьшением уставки в пределах статической неравномерности). Если после нанесения возмущения в динамике характерен долго не затухающий переходный процесс, то следует постепенным прикрытием дросселя *3* увеличивать сопротивление перетекания масла из одной полости катаракта в другую. Чрезмерное дросселирование может также привести к раскачиванию АСР и росту динамического заброса температуры. При отсутствии катаракта динамическую устойчивость АСР можно повышать аналогично с помощью магистрального дросселя *16*. В обоих случаях динамическую настройку АСР производят путем изменения времени ИМ с сохранением постоянного статизма, что соответствует разгонным характеристикам *2* и *3* (см. рис. 88, *ж*). Если изменением времени ИМ не удается достичь нужной динамической устойчивости, то следует ее повышать путем увеличения статизма датчика температуры, а следовательно, и АСР в целом.

Неравномерность датчика регулируют изменением проходного сечения дросселя *23* (см. рис. 87). Так, при открытии дросселя на четверть оборота подача воздуха к соплу *24* меньше, чем при открытии на $^3/_4$ оборота. В первом случае для изменения давления p_1 в пределах $(0{,}2 \div 1)\ 10^5$ Па потребуется меньшее изменение зазора α_2, а следовательно, и температуры, чем во втором случае, что соответствует статическим характеристикам *1* и *3* датчика (см. рис. 88, *б*). Тогда в динамике одному и тому же изменению температуры при меньшем открытии дросселя *23* (см. рис. 87) будет соответствовать большее изменение выходного давления датчика, а следовательно, и большее воздействие регулятора на золотник *1*. В свою очередь чрезмерное воздействие на РО из-за значительной инерционности и запаздывания в системе охлаждения может привести к повышенному перерегулированию и колебательности АСР. Поэтому следует постепенно статически увеличивать проходное сечение дросселя датчика с повторной настройкой дросселей *3* и *16*, добиваясь повышения динамической устойчивости АСР при минимально возможной статической неравномерности.

В рассмотренном регуляторе применен *инвертирующий* датчик температуры (с ростом температуры выходное давление снижается) и *синфазный позиционер 19* (с ростом входного давления растет выходное). Однако могут быть установлены регуляторы (даже в пределах СЭУ одного судна) с другими комбинациями датчиков и позиционеров «Плайгер». Поэтому при замене указанных звеньев или их разборке необходимо обращать внимание на условные обозначения паспорта датчика температуры и положение переключателя сопел позиционера (на схеме не показано). Нарушение правильности компоновки регулятора и его включения приведет к отказу работы АСР.

52. РЕГУЛЯТОР ТЕМПЕРАТУРЫ GRW «ТЕЛЬТОВ»

Регуляторы применяют для поддержания не только температурных режимов, но и других параметров (давления пара, уровня воды в котле, вязкости топлива и т. д.), однако все они имеют аналогичные структуру, устройство элементов и принципы настройки.

Регуляторы компонуют из унифицированных пневматических блоков, питаемых сжатым воздухом со стабилизированным давлением $p_п = 1{,}4 \cdot 10^5$ Па.

Структура АСР температуры охлаждающей воды ДВС с терморегулятором GRW аналогична АСР с терморегулятором «Плайгер» (см. рис. 88, *а*). В целях улучшения динамических свойств АСР между датчиком и позиционером терморегулятора GRW установлен ПИ-преобразователь с отрицательной ИОС. Для снижения статической неравномерности преобразователя (вплоть до нулевого значения) в него введена положительная ЖОС. В большинстве случаев ПИ-преобразователи настроены на нулевую неравномерность, т. е. являются астатическими звеньями. А если в цепи последовательно соединенных звеньев регулятора имеется астатическое звено, то регулятор и АСР являются астатическими. Регулятор и АСР в целом настраивают изменением уставки задания R, коэффициента пропорциональности k, времени изодрома $T_и$ и времени $T_с$ исполнительного механизма.

На вход позиционера управляющий сигнал в виде давления воздуха p_2 подается через кран переключателя от ПИ-преобразователя (в автоматическом режиме) либо от ручного задатчика ПДУ.

Основные звенья регулятора работают по принципу *компенсации* (*уравновешивания*) сил, действующих на жесткие центры резиновых мембран. Управляющими устройствами являются элементы типа сопло — заслонка.

Выходным звеном регулятора является *позиционер с мембранным ИМ* (рис. 89), воздействующим на трехходовой клапанный РО, в котором смешиваются потоки рабочей среды (воды или масла). Силовой воздух

из магистрали через фильтры и стабилизатор *20* под давлением $p_п$ подводится к двухседельному клапану *19* и дросселю *23* позиционера. От дросселя воздух под давлением p_3 поступает в камеру *Г* измерителя второго каскада усиления и к соплу *26*. Давление p_3 зависит от проходных сечений дросселя *23* и зазора между соплом *26* и шариковым клапаном, удерживаемым заслонкой *27*. Заслонка соединена с жестким центром *1* мембраны и перемещается вследствие разности сил, действующих на мембрану от давления p_2 управляющего воздуха (через клапан *22*) и пружины *15* отрицательной ЖОС (*21*—стабилизатор).

При установившемся режиме указанные силы уравновешены, заслонка *27* неподвижна, а давление p_3 в камере *Г* неизменно. Силы, действующие на жесткий центр мембран *14* и вызванные давлением p_3 в камере *Г* и давлением p_4 в камере *В*, уравновешены, а жесткий центр *17* через шток *16* удерживает двухседельный клапан *19* в закрытом положении. Поэтому давление p_4 в камерах *А*, *В* и в полости ИМ неизменно. Давление воздуха на жесткий центр мембраны *4* исполнительного механизма уравновешивается силой действия пружины *5*, и его шток *7* удерживает клапан *8* в определенном положении.

При увеличении давления p_2 давление воздуха на мембрану камеры *Д* преодолевает действие пружины *15*, жесткий центр *1* движется вниз, разворачивается заслонка *27*, уменьшается стравливание воздуха

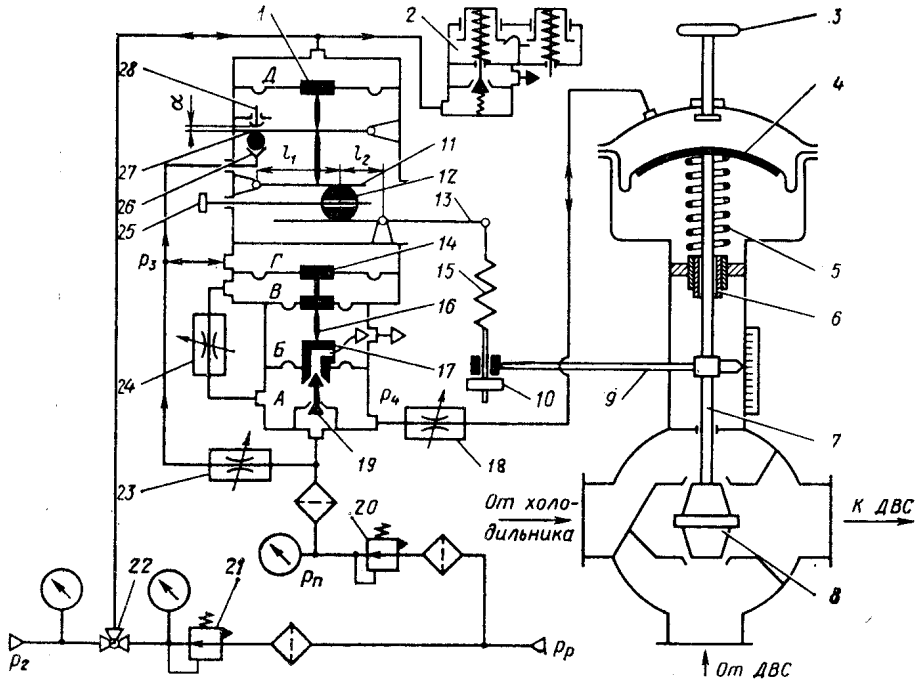


Рис. 89. Позиционер GRW

в атмосферу через сопло *26* и возрастает давление p_3 в камере *Г*. Нарушается равновесие сил на жестком центре мембран *14*, который с клапаном *19* смещается вниз, и открывается подвод рабочего воздуха в камеру *А*. Отсюда воздух подается через дроссель *24* в камеру *В*, а через дроссель *18* — в полость ИМ. По мере роста давления p_4 в камере *В* восстанавливается равновесие сил на жестком центре мембран *14*, и клапан *19* постепенно возвращается в среднее положение, прикрывая подвод воздуха в камеру *А*. Одновременно в полости ИМ жесткий центр мембраны *4*, преодолевая действие пружины *5*, через шток *7* смещает вниз клапан *8*, увеличивая поток рабочей среды, идущий от холодильника, и уменьшая поток, идущий мимо него. Через рычаг *9* растягивается пружина *15* жесткой обратной связи, а приращение силы ее действия через рычаги *13*, *11* и ролик *12* передается на жесткий центр *1*. Первоначальная разность сил на жестком центре уменьшается и ограничивается движение заслонки *27* к соплу *26*. Это приводит к ограничению роста давления в камере *Г*. В результате действия отрицательной силовой ЖОС пропорционально изменению давления Δp_3 управляющего воздуха перемещается РО.

Как и в регуляторе «Плайгер», позиционер GRW должен работать по статической характеристике *1* (см. рис. 88, *а*, *г* и 89). Если он работает по характеристике *2*, то необходимо уменьшить силовое действие ЖОС, т. е. уменьшить соотношение плеч l_1/l_2 вращением резьбового штока *25* (сместить ролик *12* влево). В случае параллельного расположения истинной *3* характеристики позиционера и заданной *1* необходимо ослабить натяжение пружины *15* вращением гайки *10*, т. е. уменьшить уставку R_3 задания позиционера.

Дросселем *24* регулируется скорость изменения давления в камере *В*, т. е. регулируется динамическая устойчивость позиционера при ступенчатом изменении управляющего сигнала. Время ИМ, а следовательно, наклон разгонной характеристики позиционера (см. рис. 88, *ж* и 89) регулируется открытием дросселя *18*.

Последовательность проверки и настройки позиционера такая же, как позиционера «Плайгер». Давление стрaгивания ИМ, которое должно соответствовать $0{,}2 \cdot 10^5$ Па, регулируют с помощью резьбовой буксы *6*. Резьбовым штоком *16* первоначально устанавливают в среднее положение жесткий центр мембран *14* при закрытом двухседельном клапане *19*. Максимальный зазор $\alpha = 0{,}4$ мм устанавливают с помощью щупа, а регулируют винтом *28*. Проходное сечение дросселя *23* выбирают таким, чтобы при полном открытии сопла *26* давление не превышало $0{,}2 \cdot 10^5$ Па.

Для *перехода на ручное управление* воздух из камеры *Д* стравливают в атмосферу через кнопочный манипулятор *2* нажатием левой (красной) кнопки, а клапан *8* перемещают вращением маховика *3*. Обратный переход (на дистанционное управление) производится нажатием правой (черной) кнопки манипулятора.

Если истинное значение регулируемой температуры отличается от заданного при ручном либо дистанционном управлении, оператор по-

степенно перемещает клапан *8*. Причем для быстрого восстановления нарушенного равновесия движение клипана вначале должно происходить с большей скоростью, а затем с меньшей. Такой характер движения РО при автоматическом регулировании можно получить соответствующим изменением управляющего сигнала позиционера, формируемого в датчике температуры и в ПИ-преобразователе.

Измеритель температуры (рис. 90) состоит из парожидкостного датчика *4* и пневматического преобразователя (трансмиттера) *5*. Термобаллон *1* капилляром соединен с геликоидальной трубчатой пружиной *3*, один конец которой неподвижно закреплен в корпусе датчика, а другой (подвижный) соединен с осью *2*. Термобаллон, установленный на трубопроводе, омывается средой, температура которой подлежит регулированию. С изменением температуры меняется давление пара наполнителя термосистемы, нарушается равновесие сил в геликоидальной трубке, от которой через ось и кривошип усилие передается составному штоку трансмиттера *5*.

Управляющим элементом трансмиттера является сопло *20* с заслонкой *7*, перемещающейся вместе с составным штоком под действием разности сил установочной пружины *14* и мембранного блока с жестким центром *12*. Снаружи на мембранах установлены опорные кольца (с разными внутренними диаметрами) таким образом, что активная площадь мембраны у кольца *11* больше, чем у кольца *13*. От стабилизатора *16* сжатый воздух из магистрали под давлением $p_п = 1{,}4 \cdot 10^5$ Па подается к магистральному дросселю *17* делителя давления. Выходным сигналом трансмиттера является давление p_1.

При установившемся режиме выходное давление p_1 и давление в камере A равны и создают на жестком центре *12* мембранного блока усилие, направленное в сторону проставочного кольца *11*. Это усилие суммируется с силой действия пружины *14* и уравновешивается силой действия датчика на штоке, удерживая заслонку *7* и шарик сопла в неподвижном состоянии, что соответствует определенному давлению p_1.

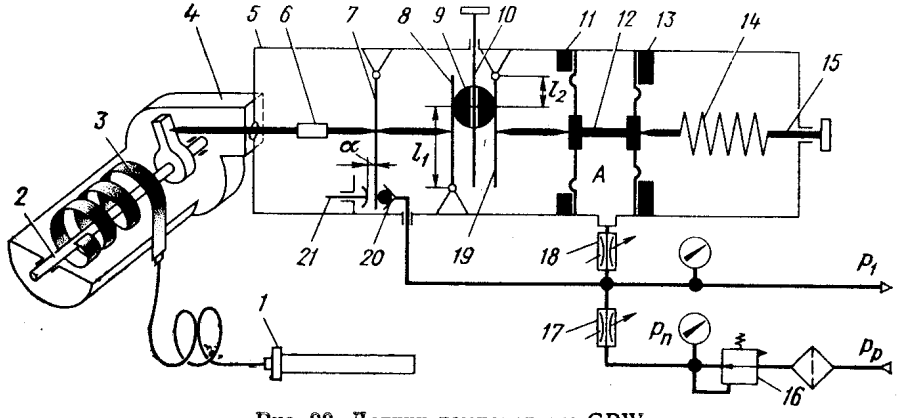


Рис. 90. Датчик температуры GRW

Значение p_1 зависит от проходных сечений дросселя *17* и сопла *20*, прикрываемого шариком. Например, при увеличении температуры сила действия геликоидальной пружины *3* возрастает, преодолевается сила действия мембранного блока и пружины *14*, вызывая движение заслонки и уменьшение стравливания воздуха в атмосферу через сопло. Это приводит к повышению давления p_1 в камере A жесткой обратной связи. Возрастает сила противодействия мембранного блока и пружины *14*, что приводит к ограничению перемещения заслонки и роста давления p_1. Наличие в трансмиттере отрицательной силовой ЖОС увеличивает его статизм и динамическую устойчивость.

Статизм трансмиттера регулируют смещением опорного ролика *9* вдоль рычагов *8* и *19* при вращении винта *10*. Для уменьшения статизма следует уменьшить соотношение плеч рычагов l_1/l_2, а для увеличения — увеличить, что соответствует статическим характеристикам трансмиттера *1* и *3* (см. рис. 88, *б* и 90). Настройка должна быть произведена таким образом, чтобы выходной сигнал изменялся в пределах $(0{,}2 \div 1)10^5$ Па при изменении температуры на ± 20 °С от заданного значения. На заданную температуру трансмиттер настраивают изменением уставки R задания, т. е. изменением предварительного натяжения пружины *14* винтом *15*, что приводит к параллельному смещению статической характеристики трансмиттера. Например, при увеличении натяжения пружины характеристика *1* сместится в положение *2*.

При ступенчатом приращении температуры выходной сигнал p_1 изменяется по экспоненте (см. рис. 88, *д* и 90), наклон которой определяет быстродействие измерителя, и зависит от инерционности (постоянной времени) датчика и степени открытия дросселя *18*. Открытием дросселя регулируют также катаракгирующее (демпфирующее) действие камеры A при возникновении колебаний выходного давления p_1 в переходном процессе, что позволяет увеличить динамическую устойчивость трансмиттера.

Качество работы измерителя зависит от правильности его сборки и наладки. При соединении корпусов *4* и *5* талрепной связью *6* длина соединительного штока при расслабленной пружине *14* и среднем положении выходного кривошипа оси *2* датчика должна давать возможность заслонкой *7* посадить шарик в сопло *20*. Перед установкой нового измерителя необходимо убрать (развести) транспортные упоры кривошипа (упоры на схеме не показаны).

Регулирование стабилизатора *16*, дросселя *17* и максимального зазора α (между винтом *21* и заслонкой *7*) аналогично с регулированием позиционера.

Выходной сигнал p_1 трансмиттера является входным сигналом ПИ-*преобразователя* (рис. 91). В корпусе *21* между пружинами *2* и *11*, действующими навстречу друг другу, установлен составной шток с жесткими центрами трех мембранных блоков, от которого воздействие передается на УУ с заслонкой *9* и соплом *19*. При установившемся режиме силы действия пружины и мембранных блоков уравновешены и составной шток с заслонкой находится в неподвижном положении.

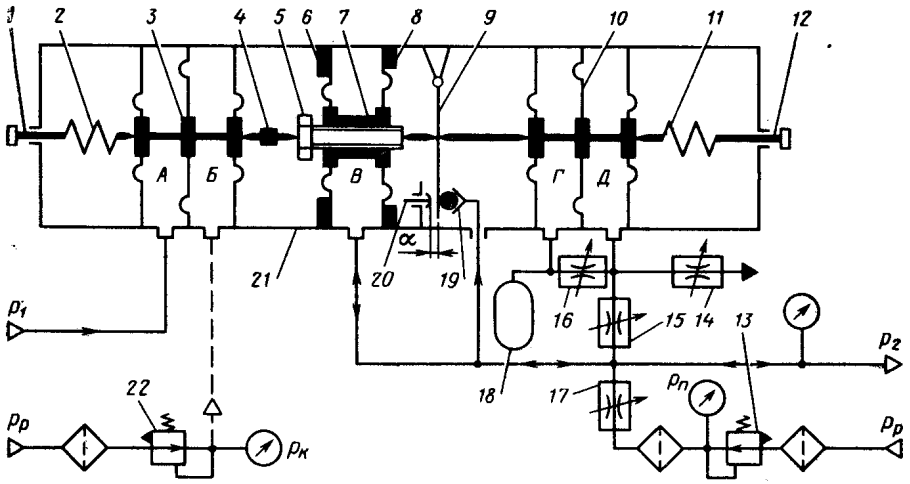


Рис. 91. ПИ-преобразователь GRW

В камере *А* мембранного блока происходит преобразование приращения давления Δp_1 в приращение силы, действующей на жесткий центр *3*. Суммарное значение силы от давления воздуха в камере *А* и действия пружины *2* передается составному штоку с талрепом *4*. Эта сила складывается с действующей в этом же направлении силой жесткого центра *7* мембранного блока положительной силовой ЖОС и передается на заслонку *9*. Действие ЖОС направлено в сторону мембраны с большей активной площадью вследствие разных внутренних диаметров опорных колец *6* и *8*. Если кольца поменять местами, то знак действия ЖОС изменяется на противоположный,что приводит к значительному увеличению статической неравномерности преобразователя.

Положительная ЖОС введена в преобразователь для уменьшения либо сведения к нулю его статической неравномерности.Во втором случае преобразователь становится астатическим, а его динамическая устойчивость резко снижается.

Для повышения динамической устойчивости АСР в преобразователь введена силовая отрицательная ИОС, конструктивно состоящая из мембранного блока с жестким центром *10*, дополнительной воздушной емкости *18* и дросселей *14*, *15*, *16*. Усилия на мембранных блоках обратных связей возникают вследствие подачи сжатого воздуха в полости *В*, *Г*, *Д*. От стабилизатора *13* сжатый воздух из магистрали под давлением $p_п = 1{,}4 \cdot 10^5$ Па подается к дросселю *17* делителя давления. Выходным сигналом преобразователя является давление p_2, значение которого зависит от проходных сечений дросселя *17* и сопла *19*.

На установившемся режиме при определенном давлении в полостях преобразователя силы, действующие на составной шток, уравновешены и удерживают заслонку *9* в определенном положении. Часть воздуха стравливается в атмосферу через дроссель *14*, а остальной воздух —

через сопло *19*. При этом давление может принять любое установившееся значение $(0{,}2 \div 1)10^5$ Па. В то же время давление в камерах *Г* и *Д* одинаково, поэтому действие ИОС равно нулю.

Например, при повышении давления p_1 равновесие сил в преобразователе нарушается и под действием их разности происходит смещение составного штока и разворот заслонки *9* вправо, а стравливание воздуха в атмосферу через сопло *19* уменьшается. В начальный момент пропорционально приращению Δp_1 возрастает приращение Δp_2. Пропорционально Δp_2 возрастает давление за дросселем *15* и в камере *Д* изодромной обратной связи, создавая на жестком центре *10* приращение силы, направленное в сторону, противоположную действию жесткого центра *3*. На данном этапе ИОС срабатывает как ЖОС, временно ограничивая движение заслонки к соплу и рост выходного давления. Графически эта зависимость в динамике описывается вертикальной частью разгонной характеристики *4* преобразователя (см. рис. 88, *е* и 91). Затем, по мере того как через дроссель *16* давления в камерах *Г*, *Д* и в емкости *18* выравниваются, действие обратной связи прекращается, заслонка продолжает движение к соплу, а выходное давление растет (наклонная часть характеристики *4*).

Рост давления p_2 может прекратиться при любом его значении в интервале $(0{,}2 \div 1)10^5$ Па, если восстановлено прежнее значение входного давления p_1 преобразователя, настроенного на статическую характеристику *1* (см. рис. 88, *в* и 91) с нулевой неравномерностью. Неравномерность будет нулевой, если при любом промежуточном положении составного штока в рабочем диапазоне его перемещений изменение силы действия пружин *2* и *11* полностью уравновешивается изменением силы действия положительной ЖОС от приращения давления Δp_2 в камере *В*. В случае чрезмерного действия положительной ЖОС выходной сигнал меняется релейно по характеристике *1* (см. рис. 88, *е*). С уменьшением действия ЖОС выходной сигнал изменяется пропорционально входному, а в статике характерна неравномерность, т. е. наклон статической характеристики *2* или *3* (см. рис. 88, *в*). Тогда установившийся режим может наступить при новых значениях p_1 в том же интервале изменения давления p_2.

В целях более точного статического поддержания заданного значения температуры или другого регулируемого параметра преобразователь настраивают на нулевую неравномерность, что соответствует ПИ-характеру изменения выходного давления Δp_2 от изменения входного Δp_1, т. е. с момента изменения входного давления выходное давление во времени определяется суммой пропорциональной и интегральной его составляющих, что соответствует разгонной характеристике *4* (см. рис. 88, *е*). Скорость нарастания интегральной составляющей зависит от времени изодрома $T_и$ и регулируется изменением проходного сечения дросселя *16*. По мере его прикрытия время $T_и$ увеличивается, а скорость нарастания p_2 уменьшается (характеристика *5*), и наоборот (характеристика *3*). Значение начального скачка p_2 (пропорциональной составляющей) зависит от степени действия ИОС, регулируется устав-

кой β (см. рис. 88, *е* и 91) путем изменения проходного сечения дросселя *14* и растет по мере его открытия, что соответствует характеристике *2*. Эти параметры выбирают при окончательной динамической настройке АСР с работающим ОР.

Предварительную *проверку и наладку* ПИ-преобразователя выполняют в следующем порядке. Шланговый дроссель *15* снимают и при отсутствии ротаметра подсоединяют к СДВ, настроенному на давление $1 \cdot 10^5$ Па, затем регулируют таким образом, чтобы при опускании его на гибком шланге в воду поток воздуха через него был на грани между выходом отдельных пузырьков и сплошной струи.

Максимальный зазор α между заслонкой *9* и винтом *20*, а также проходное сечение дросселя *17* устанавливают по аналогии с описанным для позиционера (см. рис. 89).

Мембранные блоки преобразователя собирают с ослабленными пружинами *2* и *11* (см. рис. 91). Во избежание разрыва мембран длина иглы с талрепом *4* должна быть такой, чтобы при ее установке оставался зазор между корпусами двухкамерного датчика давления и блока ЖОС не более 2 мм. После этого можно производить обжатие стяжных болтов с последующей проверкой возможности прогиба мембран двухкамерного датчика в сторону его настроечной пружины *2*. После сборки преобразователя к выходному штуцеру подсоединяют образцовый манометр на давление $2{,}5 \cdot 10^5$ Па и подают питающий воздух $p_п$. Дроссели *14* и *16* полностью открывают, а в камеру *А* подают воздух под давлением $p_1 = 0{,}6 \cdot 10^5$ Па. Натяжением пружин *2* и *11* добиваются равновесия сил, действующих на мембраны, и проверяют работоспособность блока. Признаком правильной его сборки является изменение выходного давления от минимального до максимального при незначительном изменении натяжения любой пружины.

Наибольшую сложность представляет настройка преобразователя на нулевую статическую неравномерность подгонкой активных площадей мембран жесткого центра *7* блока ЖОС. Эти площади зависят от степени прилегания мембран к опорным кольцам *6* и *8*, что регулируют вращением винта *5* в жестком центре *7*. При вращении винта против часовой стрелки жесткий центр смещается вправо, степень прилегания мембран к кольцу *8* увеличивается, а к кольцу *6* — уменьшается. Это приводит к перераспределению активных площадей мембран, уменьшению степени действия положительной ЖОС и увеличению статической неравномерности преобразователя. При вращении винта в обратную сторону действие ЖОС увеличивается, а неравномерность уменьшается до нулевого значения. Тогда изменение входного давления от $0{,}6 \cdot 10^5$ Па в пределах нечувствительности преобразователя $\pm 0{,}005 \cdot 10^5$ Па вызывает плавное изменение выходного давления от минимального до максимального. Если выходной сигнал изменяется резко (релейно), это указывает на чрезмерное действие ЖОС. В случае недостаточного действия ЖОС выходной сигнал изменяется пропорционально входному и принимает установившиеся промежуточные значения, т. е. преобразователь обладает неравномерностью.

После настройки нулевой неравномерности проверяют действие ИОС. При этом изменение входного сигнала $(0{,}4 \div 0{,}8) 10^5$ Па должно вызывать скачок выходного сигнала, значение которого должно изменяться при изменении открытия дросселя *14*, а скорость изменения выходного давления — при изменении открытия дросселя *16*.

Настроенные звенья регулятора соединяют последовательно согласно схеме (см. рис. 88, *а*) и производят настройку АСР в целом. Вначале, при дистанционном управлении позиционером, двигатель выводят на установившийся тепловой режим и фиксируют по манометру ПДУ давление p_2 в управляющей полости позиционера (см. рис. 89). Затем устанавливают такое же давление p_2 на выходе ПИ-преобразователя вращением винтов *1* и *12* (см. рис. 91).

После выравнивания указанных давлений переключатель *ПДУ* устанавливают в положение автоматического регулирования. В случае необходимости статическую настройку АСР корректируют на заданную температуру изменением натяжения пружин трансмиттера или ПИ-преобразователя. В некоторых регуляторах предусмотрена корректировка задания подачей сжатого воздуха с давлением $p_к$ в камеру *Б* от дистанционного задатчика *22*.

Динамическая настройка АСР сводится к выбору таких соотношений времени изодрома и степени действия ИОС, при которых в переходном процессе (при изменении нагрузки двигателя) будут минимальные время регулирования и динамический заброс. Настройку следует начинать с минимальных значений настроечных параметров $T_и$ и β. Если при значительном увеличении времени $T_и$ (прикрытии дросселя *16*) сохраняется колебательность, то следует прикрыть дроссель *14* и повторить регулирование $T_и$. Правильно настроенный регулятор должен при изменении нагрузки двигателя обеспечивать переходный процесс АСР со временем 2—3 мин и с динамическим забросом $\pm(1 \div 2)$ °С.

На судне в различных системах могут быть установлены регуляторы с синфазными и инвертирующими звеньями. Поэтому при замене звеньев или их разборке необходимо обращать внимание на их паспортные данные и устройство. Особенностью трансмиттера и ПИ-преобразователя является то, что они могут быть реверсированы. Для этого в каждом звене нужно поменять местами сопло и регулировочный винт хода заслонки, а в трансмиттере, кроме того, кольца *11* и *13* (см. рис. 90). В ПИ-преобразователе (см. рис. 91) следует поменять местами кольца *6* и *8* камеры ЖОС, а также подсоединительные трубки камер *Г* и *Д* изодромной обратной связи.

53. АВТОМАТИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ПОДГОТОВКИ ТОПЛИВА И МАСЛА

Общие сведения. Основой подготовки топлива и смазочного циркуляционного масла является отделение от них механических примесей и воды посредством сепарации и отстоя. Кроме того, для повышения

экономичности СЭУ, качественного сгорания топлива тяжелых сортов, уменьшения нагарообразования и изнашиваемости деталей цилиндропоршневой группы ДВС необходимо поддерживать определенную вязкость топлива. Процессы сепарации топлива и циркуляционного масла, а также поддержания вязкости топлива тяжелых сортов в современных СЭУ автоматизированы.

На судах морского флота наиболее распространены регуляторы вязкости прямого и непрямого действия с ЧЭ капиллярного типа, теоретическая основа работы которых описывается формулой Пуазейля

$$\eta = \frac{\pi r^4 \Delta p_к}{8 V_к l},$$

где η — динамическая вязкость;
r — радиус капилляра;
$\Delta p_к$ — перепад давлений на капилляре;
$V_к$ — объемный расход топлива через капилляр;
l — длина капилляра.

Если обеспечить постоянный расход топлива через капилляр, то для каждого ЧЭ, имеющего постоянные конструктивные размеры r и l, перепад давлений $\Delta p_к$ будет однозначно характеризовать динамическую вязкость топлива

$$\Delta p_к = \frac{\eta}{k},$$

где $k = \frac{\pi r^4}{8 V_к l}$ — коэффициент пропорциональности ЧЭ.

Постоянный расход $V_к$ обеспечивается установкой в АСР вязкости специальных регуляторов расхода, поддерживающих заданный перепад давлений на дроссельной шайбе, через которую топливо отводится от капилляра, либо шестеренных насосов, прокачивающих топливо через капилляр с постоянной подачей.

Автоматическое регулирование вязкости тяжелого топлива с регуляторами прямого действия рассмотрено в § 41 (см. рис. 77). В дизельных СЭУ применяют регуляторы вязкости прямого действия с аналогичным принципом работы. Более высокую точность поддержания вязкости обеспечивают АСР с регуляторами непрямого действия.

Пневматический изодромный регулятор VAF **«Вискотерм»** (рис. 92). Объектом регулирования является участок топливной магистрали с паровым топливоподогревателем *45*, пар к которому подводится через клапан *43*.

В качестве ЧЭ *датчика вязкости* «Бартон» применена капиллярная трубка *4* значительной длины, через которую топливо из магистрали прокачивается шестеренным насосом *2* постоянной подачи, приводимым в действие электродвигателем *M*. Насос и капилляр смонтированы в специальном угловом патрубке *1*, установленном на нагнетательном топливном трубопроводе, идущем к двигателю.

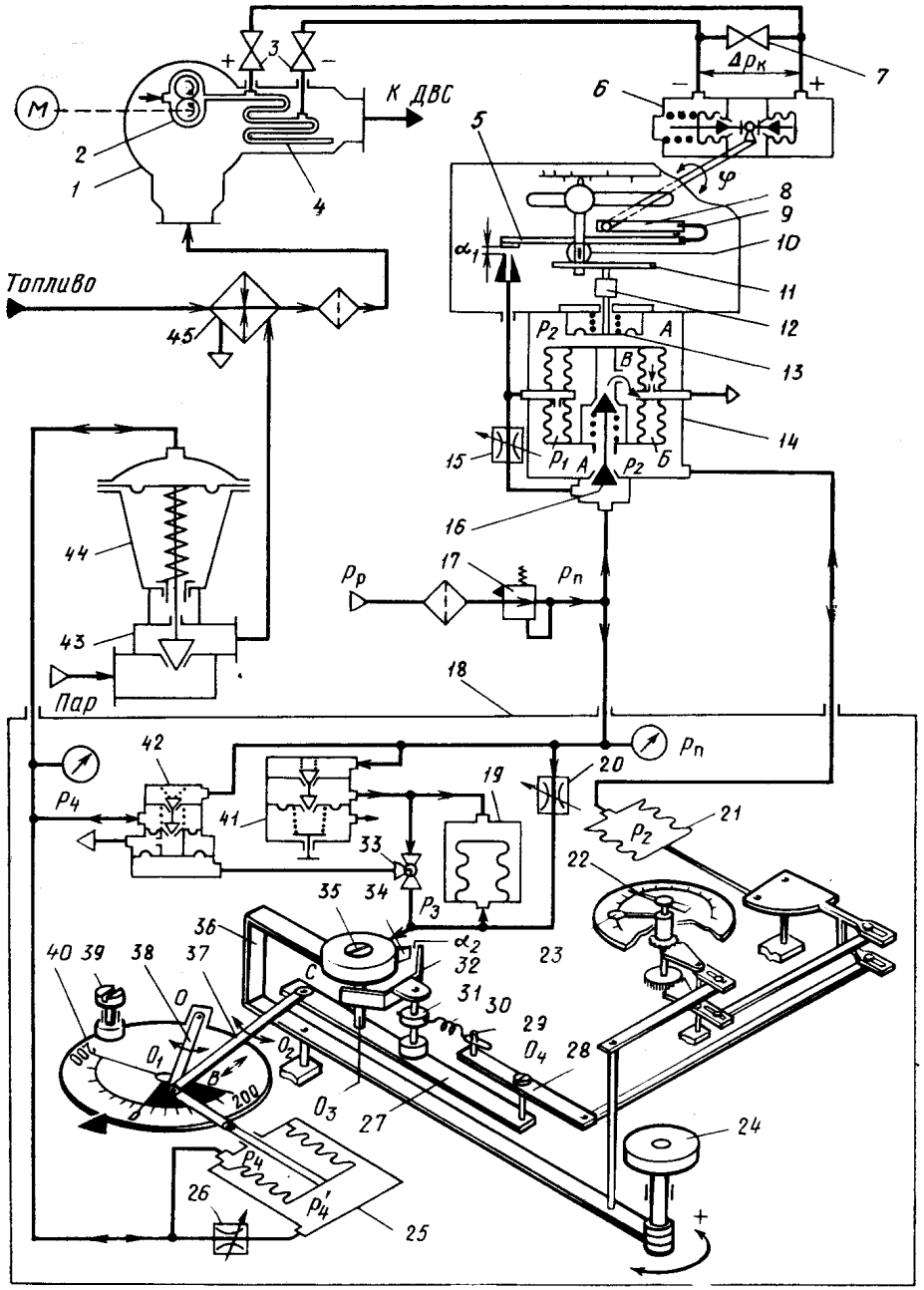


Рис. 92. Регулятор вязкости VAF

Выходным сигналом ЧЭ является перепад давлений $\Delta p_к$ на участке капилляра. Этот сигнал поступает на вход дифференциального сильфонного датчика *6*. Разность сил, действующих на торцы сильфонов от перепада давлений топлива, уравновешивается силой действия цилиндрической пружины. При установившемся режиме шток сильфонов неподвижен и через соединительный валик, рычаг *8*, пластинчатую пружину *9* удерживает на ролике *10* заслонку *5* относительно сопла с зазором α_1. Так как датчик может быть установлен на значительном расстоянии от пульта *18* управления, то в него введен двухкаскадный усилитель мощности *14*. Сжатый воздух от стабилизатора *17* под давлением $p_п = 1{,}4 \cdot 10^5$ Па подается к двухседельному клапану *16* и дросселю *15* делителя давления. Давление p_1 за дросселем и в межсильфонной камере *Б* определяется проходным сечением дросселя и расходом воздуха в атмосферу через сопло. Давление p_1 на кольцевой торец нижних сильфонов уравновешивается силой жесткости всех сильфонов, и двухседельный клапан *16* удерживается в закрытом положении, что соответствует определенному значению выходного давления p_2 в камере *А*. Это же давление действует на мембрану жесткой обратной связи *13*, сила которой уравновешивается действием пружины на ее жесткий центр, удерживая через талрепный шток *12*, поперечину *11* и опорный ролик *10* заслонку *5* в положении, пропорциональном приращению давления $\Delta p_к$.

Сигнал p_2, пропорциональный вязкости топлива, поступает в полость сильфонного датчика *21* изодромного ПИ-преобразователя, смонтированного в пульте *18*. Сжатый воздух подается к пульту под давлением $p_п$ от того же стабилизатора *17*, поступая к дросселю делителя давления *20*, задатчику дистанционного управления *41* и усилителю мощности *42*. Устройство и принцип действия данного усилителя и усилителя мощности регулятора «Плайгер» аналогичны.

Давление p_2 воздуха на торце сильфона *21* уравновешивается силой от его жесткости. Торец сильфона системой тяг и рычагов связан с приводом оси стрелки *22* указателя истинной вязкости топлива и с рычагом *28*. Рычаг через палец *29*, пружину с петлей *30* и ось *31* удерживает угловую заслонку *32* относительно сопла *34* в определенном положении. Зазор α_2 и открытие дросселя *20* определяют давление p_3 в магистрали перед соплом и под мембраной датчика усилителя *42*. Выходной сигнал усилителя в виде давления p_4 поступает в полость мембранного исполнительного механизма *44* и к сильфонному блоку *25* изодромной обратной связи.

При установившемся режиме давления p_4 и p_4' в полостях блока *25* выравниваются через дроссель *26*, а торец сильфона неподвижен и удерживает через выходной шток тягу *37* и рычаг *27* в определенном положении. Все силы в звеньях регулятора уравновешены и удерживают их в неподвижном состоянии. Количество теплоты, подводимой с греющим паром к топливу и отводимой им, в подогревателе равно, а температура и вязкость топлива неизменны.

С увеличением расхода топлива тепловой баланс в топливоподогревателе нарушается, возрастают вязкость топлива и перепад давлений $\Delta p_к$. Нарушается равновесие сил датчика *6* и по его сигналу уменьшается зазор α_1 между соплом и заслонкой. Это приводит к росту давления в камере *Б* блока *14*, нарушению равновесия сил на сильфонах, перемещению их жесткого центра вниз, открытию нижнего клапана подвода воздуха в камеру *А* и росту выходного давления p_2. Пропорционально росту p_2 возрастает сила на мембране *13*, вызывая движение вверх ее жесткого центра и опорного ролика *10*. Это приводит к обратному движению заслонки, установлению прежних значений α_1 и p_1, обратному движению жесткого центра сильфонов и посадке клапана в гнездо при более высоком давлении p_2 в камере сильфона *21*, пропорциональном новому значению $\Delta p_к$.

Рост давления p_2 приводит к пропорциональному развороту стрелки *22*, рычага *28*, заслонки *32* и к увеличению зазора α_2. Давления p_3 на входе в усилитель *42* и p_4 на его выходе снижаются. Нарушается равновесие сил на жестком центре исполнительного механизма *44*, и клапан *43* увеличивает подачу пара к топливоподогревателю. Вначале это действие пропорционально приращению давления p_3 вследствие действия пропорциональной составляющей ИОС из-за снижения давления p_4 во внутренней полости сильфона блока *25*, т. е. под действием разности сил от перепада давлений p_4 и p_4' шток сильфона, выдвигаясь, поворачивает рычаг *38* относительно точки его опоры *О*, а через тягу *37* разворачивает рычаг *27* относительно оси O_3 и ограничивает движение заслонки *32* от сопла *34*. По мере выравнивания давлений p_4 и p_4' через дроссель *26* продолжается рост зазора α_2 до тех пор, пока не исчезнет действие ИОС. В это время происходит интегральное снижение давления p_4 и соответствующее движение клапана *43* на увеличение подачи пара. В результате восстанавливаются прежние значения вязкости топлива и давления p_2, прекращается движение звеньев регулятора и наступает установившийся режим, т. е. обеспечивается нулевая неравномерность АСР.

При уменьшении расхода топлива регулятор действует в обратном направлении.

Динамическую настройку АСР выполняют изменением степени действия ИОС (пропорциональной составляющей) и времени изодрома (интегральной составляющей). Уставку пропорциональности производят по шкале диска *40*, разворачиваемого вокруг оси O_1 при вращении винта *39*, входящего в зацепление с диском через фрикционную передачу. С удалением опоры *О* рычага *38* от оси рычага *37* действие ИОС возрастает, так как при том же перемещении штока сильфона блока *25* происходят большее осевое перемещение тяги *37*, разворот рычага *27* и воздействие на заслонку *32*. Время изодрома регулируют изменением проходного сечения дросселя *26*. Для увеличения динамической устойчивости АСР следует постепенно увеличивать уставку степени действия ИОС и для каждой уставки подбирать соответствующее время изодрома прикрытием дросселя.

Статическую настройку АСР на нужное значение вязкости выполняют изменением уставки задания регулятора вращением маховика *24*. От него через фрикционное соединение разворачивается относительно оси O_2 угловой рычаг *36* с соплом *34*. При этом изменяется предварительный зазор α_2 между соплом и заслонкой и разворачивается стрелка *23* указателя задания. При установившемся режиме стрелки *22* и *23* должны быть совмещены. Рассогласование показаний стрелок может быть следствием нарушения настройки датчика вязкости.

Начальный пуск системы регулирования вязкости следует производить при закрытых клапанах *3* импульсных магистралей и открытом разобщительном клапане *7*. Кран переключения *33* должен находиться в положении ручного регулирования. Открывают подачу рабочего воздуха на стабилизатор *17* давления воздуха и продувают фильтр. Ручным воздействием на задатчик *41* подают воздух в полость исполнительного механизма *44* под давлением P_4, при котором клапан *43* обеспечивает необходимую подачу пара в топливоподогреватель для поддержания номинальной температуры и вязкости топлива. Запускают насос *2* и открывают нагнетательные клапаны *3*, при этом стрелка *22* указателя вязкости должна стоять на нулевом делении шкалы. После закрытия разобщительного клапана *7* стрелка *22* должна совместиться со стрелкой *23*. В случае необходимости вязкость корректируют воздействием на задатчик *41*, после чего переключают кран *33* в положение автоматического регулирования. Допускается некоторое рассогласование стрелок (в пределах кольца стрелки *23*) и давления p_3 в каналах ручного и автоматического управления (давление в момент переключения демпфируется сильфонным блоком *19*).

В том случае, если при включении датчика *6* с открытым клапаном *7* стрелка *22* отклоняется от нуля, следует откорректировать ее положение изменением длины талрепного штока *12*. Если показание стрелки *22* по шкале не соответствует истинному значению вязкости топлива, то необходимо изменить передаточное отношение плеч заслонки *5* смещением опорного ролика *10* вдоль поперечины *11* с последующей корректировкой нуля.

При правильной настройке регулятора давления $p_1 - p_4$ должны изменяться в пределах $(0{,}2 \div 1)\ 10^5$ Па. Этот предел может быть нарушен вследствие неточной настройки стабилизатора *17* и изменения расходных характеристик дросселей *15* и *20*. Делители давления настраивают по аналогии с настройкой в терморегуляторе GRW.

В случае применения ИМ или позиционера, который открывает паровой клапан при увеличении давления воздуха в рабочей полости, необходимо среверсировать ПИ-преобразователь на синфазный. Для этого винтом *35* разворачивают сопло *34* к противоположному изгибу заслонки, а винтом *39* устанавливают диск *40* на то же значение действия ИОС по шкале черного сектора.

Пневматический регулятор «Евроконтроль» (рис. 93). Регулятор состоит из измерителя вязкости с ПИ-преобразователем на выходе и позиционера с ИМ одностороннего действия, воздействующего на кла-

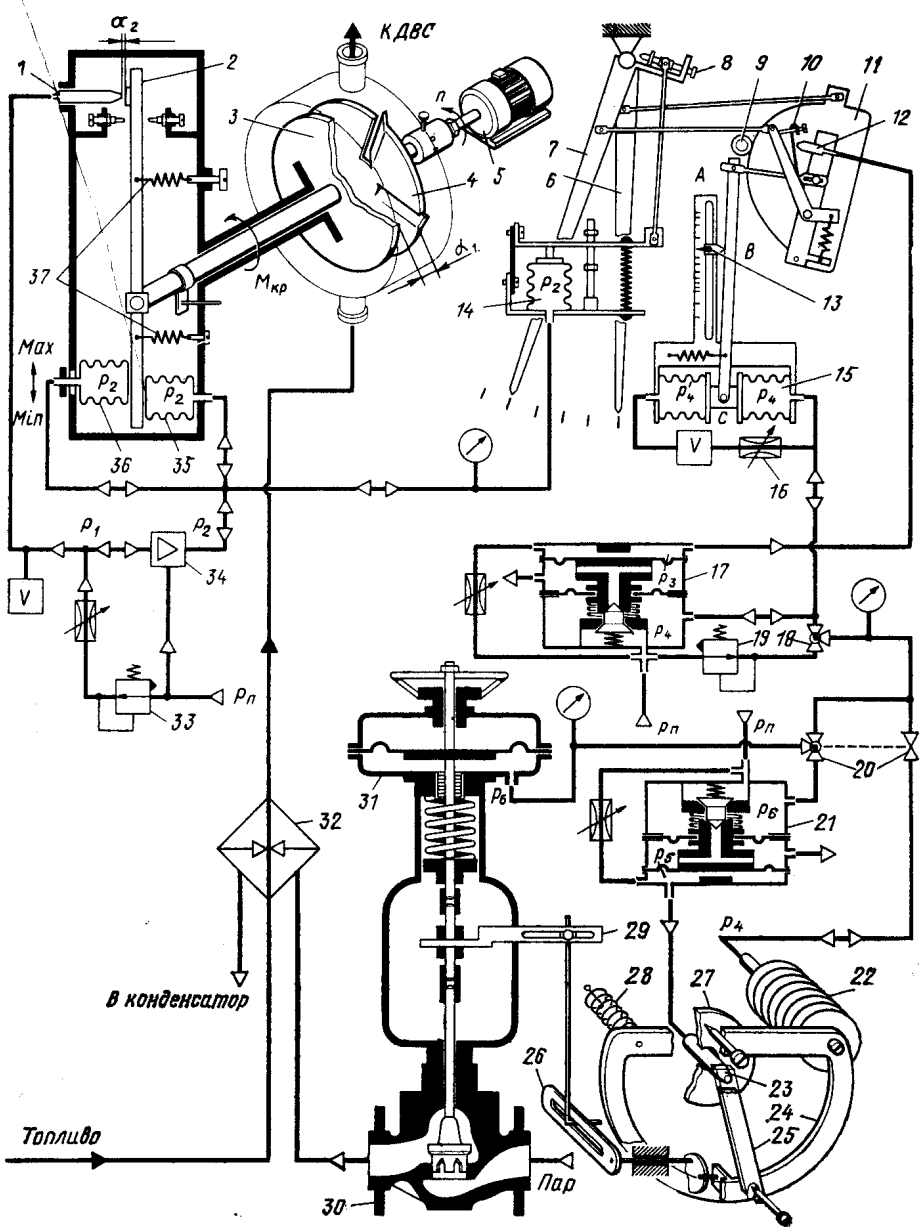


Рис. 93. Регулятор вязкости «Евроконтроль»

пан подачи пара к топливоподогревателю. В регуляторе применяется стандартное изменение давления управляющего воздуха $(0{,}2 \div 1)10^5$ Па.

Чувствительным элементом датчика вязкости являются диски *3* и *4* с зазором α_1, размещенные в корпусе, через который весь поток топлива поступает в ДВС. Принцип действия ЧЭ основан на возникновении сил жидкостного трения в движущемся потоке топлива.

От электродвигателя *5* с постоянной частотой n вращается диск *4*, радиальные пазы которого отогнуты и образуют лопатки. Лопатки нагнетают топливо между дисками, создавая между ними вращающийся поток. Под его действием на валу диска *3* возникает крутящий момент $M_{кр}$, пропорциональный измеряемой вязкости и зазору α_1 между дисками. Значение $M_{кр}$ уравновешивается суммой моментов сил, действующих на вал с другой стороны через заслонку *2* от пружин *37* и сильфонов *35* и *36* жесткой обратной связи. Сжатый воздух с постоянным давлением от стабилизатора *33* через дроссель поступает в глухую измерительную камеру пневматического усилителя *34* и к соплу *1*. Пропорционально изменению вязкости топлива меняются действующие моменты сил, положение заслонки *2*, давления p_1 (на входе) и p_2 (на выходе) усилителя *34*. От усилителя воздух с давлением p_2 поступает в полости сильфонов *35* и *36*, а также на вход сильфонного измерителя давления *14*. Пропорционально изменению давления p_2 перемещается стрелка *7* указателя вязкости топлива.

При правильной настройке измерителя изменение давления p_2 в полости сильфона *14* в пределах $(0{,}2 \div 1)10^5$ Па должно вызывать полное перемещение стрелки *7* вдоль шкалы прибора. Это соответствие настраивают изменением передаточного отношения от сильфона к стрелке вращением винта *8*. Соответствие между показаниями прибора и вязкостью топлива настраивают установкой первоначального зазора α_1 между дисками (в соответствии с инструкцией) и регулированием ЖОС датчика. При установленном зазоре α_1 и вязкости топлива, соответствующей максимальному значению шкалы, выходной сигнал датчика p_2 должен быть $1 \cdot 10^5$ Па. Настраивают эту пропорциональность смещением вдоль овального паза корпуса датчика сильфона *36* относительно сильфона *35*. Нулевому значению вязкости (диски *3* и *4* неподвижны) должно соответствовать давление $p_2 = 0{,}2 \cdot 10^5$ Па, на которое настраивают изменением предварительного натяжения пружин *37*.

Пропорционально перемещению стрелки *7* перемещается заслонка *10* относительно сопла *12* и меняется давление p_3 на входе усилителя *17* ПИ-преобразователя. Выходное давление p_4 усилителя поступает через краны переключения *18* и *20* в полость сильфонного датчика давления *22* позиционера и в полости сильфонов *15* изодромной обратной связи, от которых передается обратное воздействие на сопло *12*. Принцип действия ИОС аналогичен рассмотренному в регуляторе VAF. Настройку степени действия ИОС производят изменением передаточного отношения рычага *ABC* (смещением опоры *13*), а времени изодрома — изменением проходного сечения дросселя *16*.

Выходным звеном регулятора является исполнительный механизм *31* с позиционером, управляющий подачей пара через клапан *30*. При изменении давления p_4 нарушается равновесие сил, действующих на траверсу *24* со стороны сильфона *22* и пружины *28*. С разворотом траверсы меняется зазор между заслонкой *25* и соплом *23*, вызывая изменение давления p_5 в управляющей полости усилителя *21*. Меняется давление p_6 на выходе усилителя и в полости ИМ, вызывая движение штока клапана *30* и изменение подачи пара в топливоподогреватель *32*. По мере движения штока через рычаги *29* и *26* разворачивается кулак ЖОС и через траверсу передается обратное воздействие на заслонку, что ограничивает изменение давлений p_5 и p_6 и перемещение штока ИМ.

При правильной настройке позиционера изменение давления p_4 в пределах $(0{,}2 \div 1)\ 10^5$ Па должно обеспечить полное перемещение клапана *30*. Настраивают это соответствие изменением степени действия ЖОС при перемещении вдоль паза рычага *29* тяги, идущей к рычагу *26*, а также разворотом заслонки *25* относительно траверсы *24* при вращении диска *27*, на который опирается заслонка.

При выходе из строя позиционера переключением двойного крана *20* можно подавать управляющий воздух в полость ИМ непосредственно от ПИ-преобразователя. При выходе из строя последнего переключением крана *18* управляющий воздух на позиционер можно дистанционно подавать вручную от задатчика *19*.

Настройку регулятора на заданную вязкость производят вращением маховика *9*, который через фрикционную муфту разворачивает дисковую опору *11* и стрелку указателя задания *6* вдоль шкалы прибора. При этом меняется установочный зазор между соплом *12* и заслонкой *10*.

Автоматизация сепараторов типа «Альфа Лаваль». Современные СЭУ оснащены автоматизированными самоочищающимися сепараторами масла и топлива. Средства автоматизации сепараторов обеспечивают обычно автоматическую разгрузку (удаление шлама) через заданные промежутки времени (в зависимости от свойств сепарируемой среды), а также автоматический контроль работы сепараторов и защиту с выдачей сигналов на АПС. Это позволяет освободить обслуживающий персонал от выполнения значительного числа операций по обслуживанию сепараторов. Иногда автоматизируются операции по вводу (и выводу) сепараторов в действие.

Схема автоматизации с системой управления MACE-20 рассчитана на четыре сепаратора (рис. 94, *а*). В пульте управления *ПУ1* установлены программно-временной электромеханический блок, реле времени и коммутирующая аппаратура системы управления, защиты и сигнализации. Если автоматизируется несколько сепараторов, то для каждого последующего устанавливают дополнительные пульты управления (*ПУ2*, *ПУ3*, *ПУ4*), получающие управляющий сигнал на разгрузку от реле времени и программного блока в *ПУ1*.

Программно-временной блок через кулачковый вал, приводимый во вращение через редуктор от электродвигателя, обеспечивает замыка-

ние и размыкание соответствующих контактов, управляющих подачей питания на электромагнитные клапаны *ЭК1 — ЭК4*.

Топливо или смазочное масло подаются на сепарацию либо на рециркуляцию через паровой подогреватель трехходовым клапаном *МК1* с пневматическим мембранным ИМ. Подача воздуха к ИМ либо выпуск в атмосферу производится через клапан *ЭК1*. Заданное давление воздуха перед клапаном *ЭК1* поддерживается стабилизатором давления *СДВ*, а скорость его подачи к клапану *МК1* определяется настройкой регулятора расхода *РР*. Плавность управления клапаном *МК1* позволяет исключить гидравлические удары в магистралях и сепараторе во время разгрузки и включения сепаратора. Время переключения клапана *МК1*, которое должно составлять 5—6 с, регулируется уставкой задания регулятора *РР*.

Для закрытия барабана воду подают из расходного бака через клапан *ЭК2*, а для открытия — через клапан *ЭК3*. Вода для промывки барабана и создания гидрозатвора подается через клапан *ЭК4*.

Включением программного блока управляет реле времени, настраиваемое на интервалы между очередными разгрузками в пределах 0,5—12 ч. В результате работы программного блока осуществляется полный цикл разгрузки каждого сепаратора за 135 с (см. диаграмму переключения клапанов, рис. 94, *б*). В блоке предусмотрено регулирование уставок длительности каждой операции смещением соответствующих кулаков относительно контактов. По окончании цикла программный блок возвращается в исходное положение, т. е. готов к очередному включению.

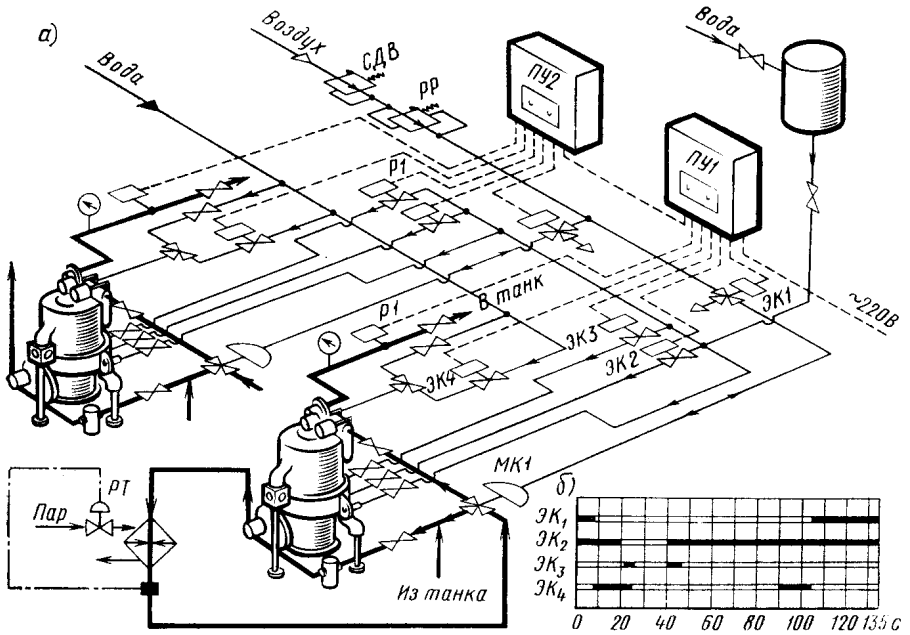


Рис. 94. Схема автоматизации сепараторов топлива и масла

Если в процессе сепарации понижается давление очищенного нефтепродукта на выходе из сепаратора, то реле давления *Р1* выдает импульсы на срабатывание аварийной сигнализации и переключение через клапан *МК1* сепарируемой жидкости на рециркуляцию. Во время разгрузки реле давления блокируется. Кроме того, предусмотрена сигнализация о потере водяного затвора, неполном закрытии барабана и отклонении температуры сепарируемой жидкости на входе в сепаратор от заданного значения. При нормальной работе сепаратора температура нефтепродукта на входе поддерживается регулятором температуры *РТ*, управляющим подачей пара к подогревателю.

В случае повышения вибрации барабана до недопустимых пределов по сигналу от датчика вибрации, встроенного в корпус сепаратора, срабатывает защита, выдающая сигнал на остановку приводного электродвигателя и включение тормоза.

Начальное включение сепараторов в работу и их выключение при рассмотренной системе управления производится вручную воздействием на соответствующие органы управления.

54. ПРИНЦИПЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ВАЛА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Общие сведения. Частота вращения вала (один из основных регулируемых параметров) должна поддерживаться на заданном уровне с определенной точностью. На установившемся режиме крутящий момент $M_д$, развиваемый двигателем, и момент сопротивления $M_с$ (необходимый для привода гребного винта или электрического генератора) равны, а частота вращения n = idem. В условиях эксплуатации момент сопротивления может меняться в зависимости от нужд потребителей. Тогда для поддержания заданной частоты вращения необходимо изменить момент $M_д$ изменением количества топлива, подаваемого в цилиндры двигателя.

Предельная схема включения регулятора. Рассмотрим работу главного двигателя с прямой передачей мощности на гребной ВФШ (рис. 95, *а*). При фиксированном положении тяги ТНВД ($h_н$ = idem), соответствующем номинальной топливоподаче, зависимость крутящего момента ГД от частоты вращения определяется внешней характеристикой $h_н$, являющейся характеристикой подвода ОР.

Характеристикой отвода является «нормальная» винтовая характеристика *0А*, показывающая зависимость крутящего момента, необходимого для вращения ВФШ с частотой n. Установившийся режим комплекса ГД — ВФШ при номинальной скорости судна определяется параметрами $M_{дн} = M_{сн}$; $n_н$ — точки A пересечения этих характеристик.

С увеличением сопротивления движению корпуса судна (при движении во льдах, против ветра, по мелководью и т. д.) возрастает на-

грузка и характеристика отвода смещается в положение *0B*, что соответствует характеристике «тяжелого» винта. В этом случае при том же положении тяги ТНВД появляется разность моментов, под действием которой частота вращения ГД изменяется по характеристике АВ двигателя, и в точке *B* наступает установившийся режим ($M_{д1}=M_{с1}$; n_1). Несмотря на то, что частота вращения снижена, двигатель работает с большей нагрузкой по крутящему моменту.

С уменьшением нагрузки (при оголении ВФШ) винтовая характеристика смещается в положение *0C*, соответствующее характеристике «легкого» винта, и частота вращения изменяется по характеристике *AC*. Если условно принять, что характеристика винта остается на некоторое время в этом положении, то в точке *C* наступает установившийся режим ($M_{д4}= M_{с4}$; n_4).

Следовательно, комплекс ГД — ВФШ в зоне эксплуатационных режимов с точки зрения регулирования частоты вращения обладает положительным саморегулированием, т. е. является устойчивым объектом. Однако при сбросе нагрузки частота вращения может достичь недопустимых пределов n_4, грозящих аварией, т. е. ГД может пойти вразнос. Предотвратить это можно установкой регулятора частоты вращения, выполняющего функции ограничителя. Регулятор, настроенный соответствующим образом, вступает в работу при росте частоты вращения на 10—12 % сверх номинальной и ограничивает подачу топлива в двигатель. Тогда при сбросе нагрузки вначале частота вращения изменяется по характеристике *АД*, а затем при частоте вращения n_2 в работу вступает регулятор и по регуляторной характеристике *DE* (статической характеристике АСР) воздействует на ТНВД в сторону уменьшения подачи топлива к ГД. Условный установившийся режим ($M_{дз} = M_{сз}$; $n_з$) наступает в точке *E* пересечения регуляторной характеристики *ДЕ* с «легкой» винтовой *0C*, а регулятор устанавливает тягу ТНВД в промежуточное положение, что соответствует работе ГД по частичной характеристике h_1. С ростом нагрузки (при погружении

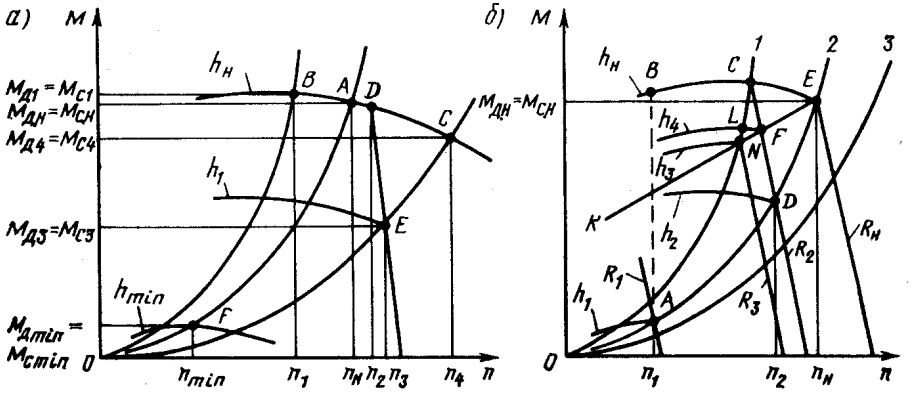


Рис. 95. Статические характеристики комплекса ДВС — ВФШ — АСР

винта) частота вращения снижается и при ее значении n_2 регулятор увеличивает подачу топлива до номинальной, а сам выключается.

Схема включения регулятора, при которой он вступает в работу и ограничивает подвод энергии к ОР только при росте частоты вращения выше номинальной, называется *предельной*. Регулятор в зависимости от диапазона поддерживаемых скоростных режимов может быть однорежимным или всережимным.

Однорежимный регулятор может поддерживать с определенной точностью только одну заданную частоту вращения, а при изменении уставки задания обеспечивается подстройка в диапазоне не менее 95 — 105 % номинальной частоты вращения $n_н$ при номинальной нагрузке.

Всережимный регулятор в зависимости от уставки задания может поддерживать с определенной точностью любую частоту вращения двигателя в диапазоне не менее 30—105 % номинальной частоты вращения.

Для перехода с одного скоростного режима судна с ГД и ВФШ на другой необходимо изменять топливоподачу. Для этого можно непосредственно воздействовать на тягу ТНВД с поста управления и стабилизировать ее в определенных положениях. Тогда частота вращения устанавливается на заданном уровне путем саморегулирования ОР (комплекс ГД — ВФШ), причем устойчивость работы комплекса снижается с уменьшением частоты вращения из-за уменьшения коэффициента саморегулирования (см. § 14). В зоне, расположенной ниже минимально устойчивой частоты вращения n_{min}, суммарный момент сил, необходимый для вращения винта и преодоления механических потерь в двигателе, больше крутящего момента ГД, и последний при фиксированном положении тяги ТНВД «глохнет», т. е. в этой зоне взаимное расположение характеристик подвода и отвода ОР таково, что он теряет устойчивость с переходом сначала на нулевое саморегулирование, а затем на отрицательное. Снижение устойчивости двигателя усугубляется также периодичностью протекания рабочих процессов в цилиндрах и пропуском вспышек рабочей смеси из-за снижения средней скорости движения поршней и температуры стенок цилиндропоршневой группы.

Всережимная схема включения регулятора. Повысить точность поддержания частоты вращения двигателя можно установкой регулятора частоты вращения, включенного по *всережимной схеме*, при которой уставка задания регулятора остается постоянной, а он непрерывным воздействием на тягу ТНВД стабилизирует с определенной точностью заданную частоту вращения двигателя. Для перехода на новую частоту вращения изменяют уставку задания регулятора, а он в свою очередь, стремясь поддержать вновь заданную частоту вращения, воздействует на топливоподачу.

Рассмотрим работу замкнутой АСР частоты вращения вала ГД — ВФШ с всережимным регулятором, включенным по всережимной схеме (рис. 95, *б*). На самом малом ходу судна установившийся режим ГД — ВФШ характеризуется точкой *A* пересечения регуляторной характеристики R_1 с «нормальной» винтовой характеристикой *2*, что

соответствует работе двигателя по частичной характеристике h_1 с частотой вращения n_1.

Для перехода на режим среднего хода увеличивают уставку задания регулятора. Чтобы понять сущность переходного процесса, мгновенно увеличим задание регулятору, что приведет к смещению его характеристики в положение R_2. Регулятор, стремясь поддержать вновь заданную частоту вращения, смещает тягу ТНВД до ограничительного упора. Двигатель разгоняется вначале по внешней характеристике $h_н$ (участок *BC*), а затем регулятор через ТНВД уменьшает подачу топлива, и разгон продолжается по регуляторной характеристике R_2. После разгона ГД с ВФШ и корпусом судна в точке *D* наступает установившийся режим. Регулятор поддерживает частоту вращения n_2, а двигатель работает по частичной характеристике h_2.

С изменением нагрузки винтовая характеристика смещается в положение *1* или *3*, а регулятор поддерживает заданную частоту вращения, непрерывно воздействуя на тягу ТНВД. С ростом нагрузки (винтовая характеристика *1*) установившийся режим переходит в точку *C*, расположенную выше ограничительной характеристики *EK* двигателя, т. е. характерна работа двигателя с перегрузкой, исключить которую можно уменьшением задания регулятору.

Ограничительная характеристика — это зависимость максимальной нагрузки от частоты вращения, при которой тепловая и механическая напряженность двигателя не превышает допускаемых значений.

Для предотвращения перегрузки ГД при работе на «тяжелый» ВФШ необходимо уменьшить задание регулятору таким образом, чтобы точка установившегося режима была расположена не выше ограничительной характеристики. Это делается вручную или автоматически по сигналу от специальных устройств ограничения нагрузки (их работа будет рассмотрена ниже).

Для перехода на режим полного хода постепенно увеличивают уставку задания регулятора до номинального значения, что ведет к смещению регуляторной характеристики в положение $R_н$ и переходному процессу, аналогичному рассмотренному.

Включение регулятора по всережимной схеме обязательно при работе ДВС на ВРШ, так как основное изменение нагрузки вызывается изменением угла разворота лопастей винта. С уменьшением шага винтовые характеристики становятся пологими, нагрузка уменьшается и становится минимальной при нулевом развороте лопастей ВРШ, а регулятор поддерживает заданную частоту вращения в пределах неравномерности АСР.

Таблица 1

Параметр	Максимально допустимое значение параметра для	
	ГД	ДГ
Статическая неравномерность $\delta = \Delta n_{нер}/n_н \cdot 100$, %	8	5
Нестабильность $\nu = \Delta n_{нест}/n_н \cdot 100$, %	2	1
Динамический заброс $\varphi = \Delta n_{дин}/n_н \cdot 100$, %	15	10
Время переходного процесса $T_{п.п}$, с	10	5

В автоматической системе регулирования ДГ устанавливают однорежимные регуляторы, обеспечивающие поддержание заданной частоты вращения вала и частоты тока в электрической сети в пределах допускаемой статической неравномерности, а включают их в работу по всережимной схеме.

Требования Регистра СССР к точности поддержания частоты вращения вала ДВС определяются назначением двигателя (табл. 1).

По требованию Регистра СССР двигатели мощностью 220 кВт и более, работающие на электрические генераторы, ВРШ или ВФШ через отключающие муфты, в дополнение к регуляторам частоты вращения должны иметь отдельные предельные выключатели (регуляторы безопасности), предотвращающие увеличение частоты вращения сверх номинального значения на 20 %.

55. ОДНОРЕЖИМНЫЙ РЕГУЛЯТОР Р-11М

Однорежимные регуляторы частоты вращения прямого действия типа Р-11М, обладающие работоспособностью 0,57 Н·м, устанавливают на ДГ малой мощности отечественной постройки. Регулятор выполнен в виде отдельного узла, закрепленного на блочном ТНВД (рис. 96).

От распределительного вала ТНВД через шестерню *13* вращение передается грузам *14*. Центробежная сила, действующая на грузы, через шток *15* передается на рычаг *6* и уравновешивается силами действия пружин *3*, *5* и *7*. Основной является пружина *3*, работающая на сжатие, изменением предварительного натяжения которой регулятор настраивается на заданную частоту вращения. Пружина *5* является дополнительной, а сила ее действия на рычаг *6* зависит от положения рычага и нижней опоры *4*. Дополнительная пружина *7* одним концом прикреплена к поршню катаракта *8*, обеспечивая с ним упругую связь, и работает только в переходных процессах. При работе регулятора распорной пружиной *12* обеспечивается постоянный контакт между выходным рычагом *6* и тягой *10* топливного насоса (зазор $\alpha_1 = 0$), что соответствует всережимной схеме включения регулятора.

На установившемся режиме работы двигателя частота вращения вала неизменна, указанные силы уравновешиваются на рычаге *6*, удерживая его и тягу ТНВД в неподвижности, что соответствует определенной подаче топлива и мощности, развиваемой двигателем.

Например, при сбросе нагрузки возрастает частота вращения вала двигателя и центробежная сила, действующая на грузы *14* измерителя. Под действием разности центробежной силы и сил действия пружин *3*, *5* и *7* разворачивается рычаг *6*, перемещая тягу *10* в сторону уменьшения подачи топлива. Мощность двигателя снижается и сравнивается с

мощностью потребителя. Вначале тяга *10* перемещается быстро, пропорционально изменению указанных сил, а затем постепенно замедляется (по мере приближения частоты вращения к начальному значению и прекращения действия дополнительной пружины *7* вследствие движения поршня катаракта). При меньшей мощности двигателя и соответствующем положении тяги ТНВД на установившемся режиме рычаг *6* занимает новое положение. Но вследствие увеличения натяжения пружин *3* и *5* он может удерживаться здесь только при большем значении центробежной силы, а следовательно, и частоты вращения.

Таким образом, рассмотренный регулятор является статическим, поддерживая заданную частоту вращения со статической неравномерностью. Степень неравномерности АСР с этим регулятором можно устанавливать в пределах 2—6 % изменением приведенной жесткости пружин при изменении действия дополнительной пружины *5*. С уменьшением действия пружины *5* (смещение опоры *4* ближе к оси рычага *6*) неравномерность уменьшается. Снижение статической неравномерности АСР приводит к уменьшению ее динамической устойчивости.

Для повышения динамической устойчивости АСР прикрывают иглу *9* катаракта (увеличивают время $T_к$ катаракта). Полное закрытие

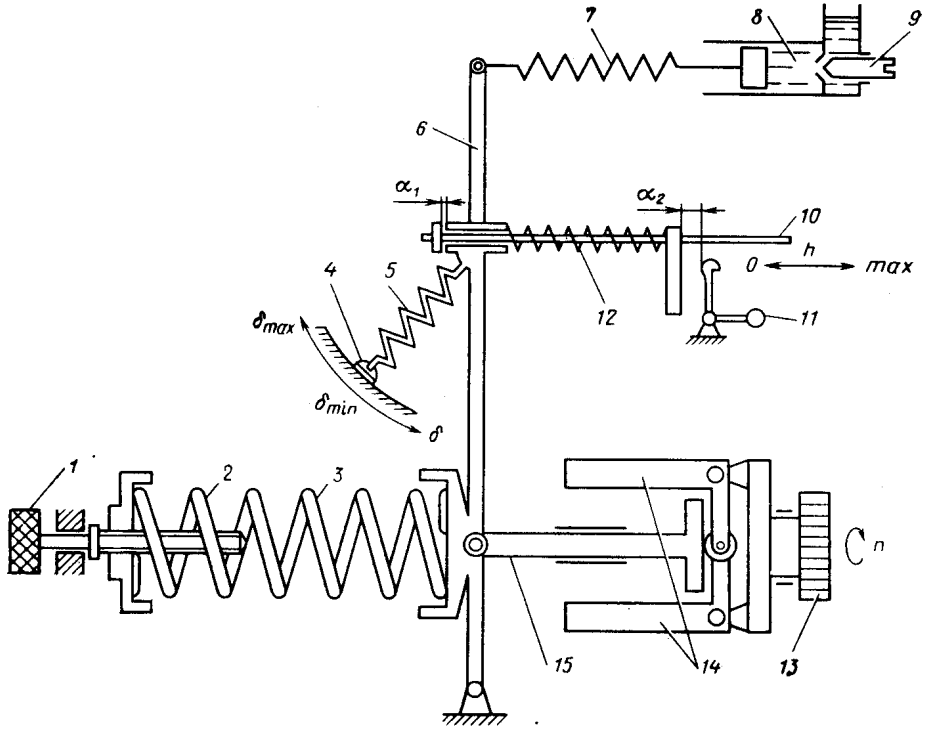


Рис. 96. Регулятор Р-11М

иглы катаракта или заклинивание его поршня в цилиндре приводит к значительному росту статической неравномерности АСР вследствие непрерывной работы пружины *7* при различных нагрузках. Раскачивание АСР в динамике может возникнуть вследствие заедания тяги ТНВД. Признаком заедания является движение тяги рывками, а также непрерывное появление и исчезновение зазора α_1 между опорной гайкой тяги *10* и рычагом *6*.

Для настройки регулятора на заданную частоту вращения изменяют предварительное натяжение пружины *3* вращением маховика *1*, по резьбовому штоку которого перемещается опорная гайка *2*.

Для остановки двигателя разворачивают рычаг *11*, который, выбрав зазор α_2, через упор воздействует непосредственно на тягу ТНВД. Наличие опорной пружины *12* позволяет отводить тягу в нулевое положение, не оказывая влияние на элементы регулятора.

Регуляторы РП100 двигателей 6ЧС25/34 имеют аналогичный принцип действия, структуру, свойства и схему включения в работу. Регулятор работоспособностью 9,8 Н·м устанавливают обычно на ДГ судовых электростанций. Для дистанционного изменения натяжения основной пружины (синхронизации) регулятора устанавливают реверсивные электрические ИМ с редукторами, управляемые с ГРЩ.

56. ОДНОРЕЖИМНЫЙ РЕГУЛЯТОР «ВУДВАРД» UG8

Регуляторы непрямого действия шкального типа обладают работоспособностью 10,8 Н·м; устанавливают их на ДГ судовых электростанций. Рассмотрим схему включения регулятора частоты вращения и предельного выключателя на примере ДГ «Вяртсиля-Зульцер» (рис. 97, *а*). На работающем двигателе выходной вал регулятора *16* через гибкое пружинное звено непрерывно воздействует на валик *3* топливного насоса *24* высокого давления. При этом талрепный шток *6* пружиной *7* прижат к донышку стакана *8* (зазор $\alpha_3 = 0$), и длина гибкого звена минимальна.

Остановить двигатель можно разворотом кулака *1*, установив рукоятку местного поста управления двигателя в положение «Стоп», или через регулятор *16* установкой ручки *13* ограничения топливоподачи в нулевое положение. В первом случае выбирается зазор α_1 между кулаком *1* и рычагом *2*, разворачивается валик *3*, а тяги ТНВД становятся на нулевую подачу. При этом регулятор не мешает выключению топливоподачи, так как с разворотом валика *3* удлиняется гибкое звено из-за сжатия пружины *7* при движении штока *6* внутри стакана *8* и образования зазора α_3 между донышком стакана и штоком.

По Правилам Регистра СССР на ДГ должны быть установлены предельные выключатели (регуляторы безопасности) автоматической защиты, останавливающие двигатель при увеличении частоты вращения более чем на 20% сверх номинальной. Предельные выключатели воздействуют на РО топливо- или воздухоподачи двигателя. В рас-

сматриваемой схеме защита осуществляется выключением топливоподачи. При увеличении частоты вращения ДГ сверх предельно допустимой сегментный боек *20*, вмонтированный в диск *23* распределительного вала двигателя, под действием центробежной силы, преодолевая действие установочной пружины *22*, разворачивается на своей оси и через толкатель разворачивает угловой рычаг *19*. Последний выходит из зацепления со штоком *18*, и под действием силовой пружины *17* разворачивается рычаг с кулачковой полумуфтой *5*. Выбирается зазор α_2 между кулачками полумуфт *5* и *4*, а при дальнейшем их развороте через валик *3* преодолевается действие распорной пружины *7* гибкого звена и происходит выключение топливоподачи.

Для настройки предельного выключателя на максимальную частоту вращения изменяют предварительное натяжение пружины *22* при вращении гайки *21*. Для пуска двигателя после срабатывания защиты вручную приводят в исходное состояние предельный выключатель, сжав силовую пружину *17* через рычаг муфты *5*. Причинами срабатывания защиты могут быть неисправности и нарушения настройки основного регулятора или предельного выключателя.

Для *вывода двигателя на заданную частоту вращения* изменяют установку задания регулятора с местного поста вращением ручки *11* на панели управления регулятора или дистанционно с ГРЩ через электродвигатель *9*. С панели регулятора ручкой *13* можно вручную

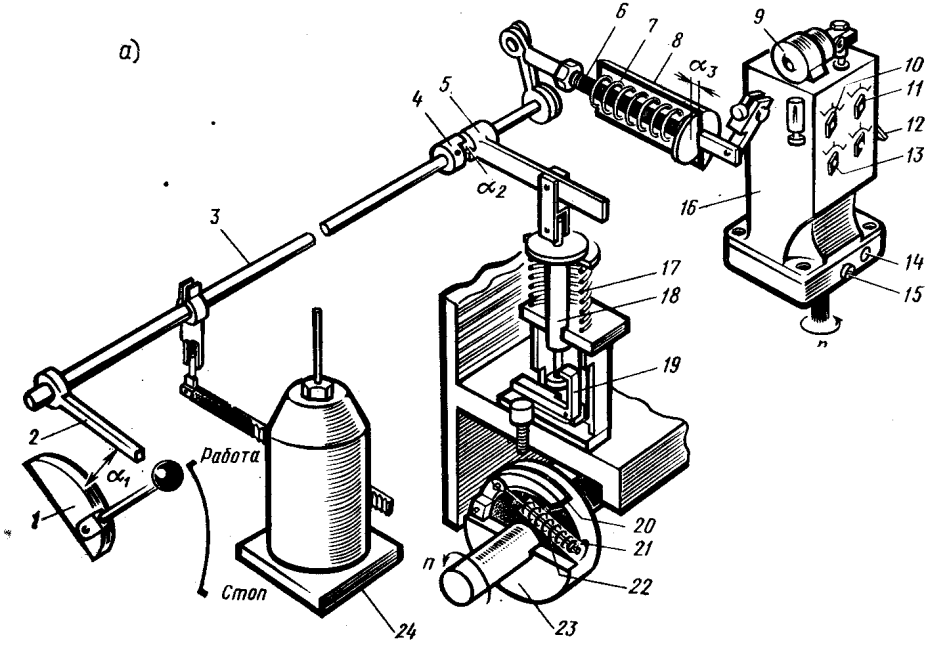
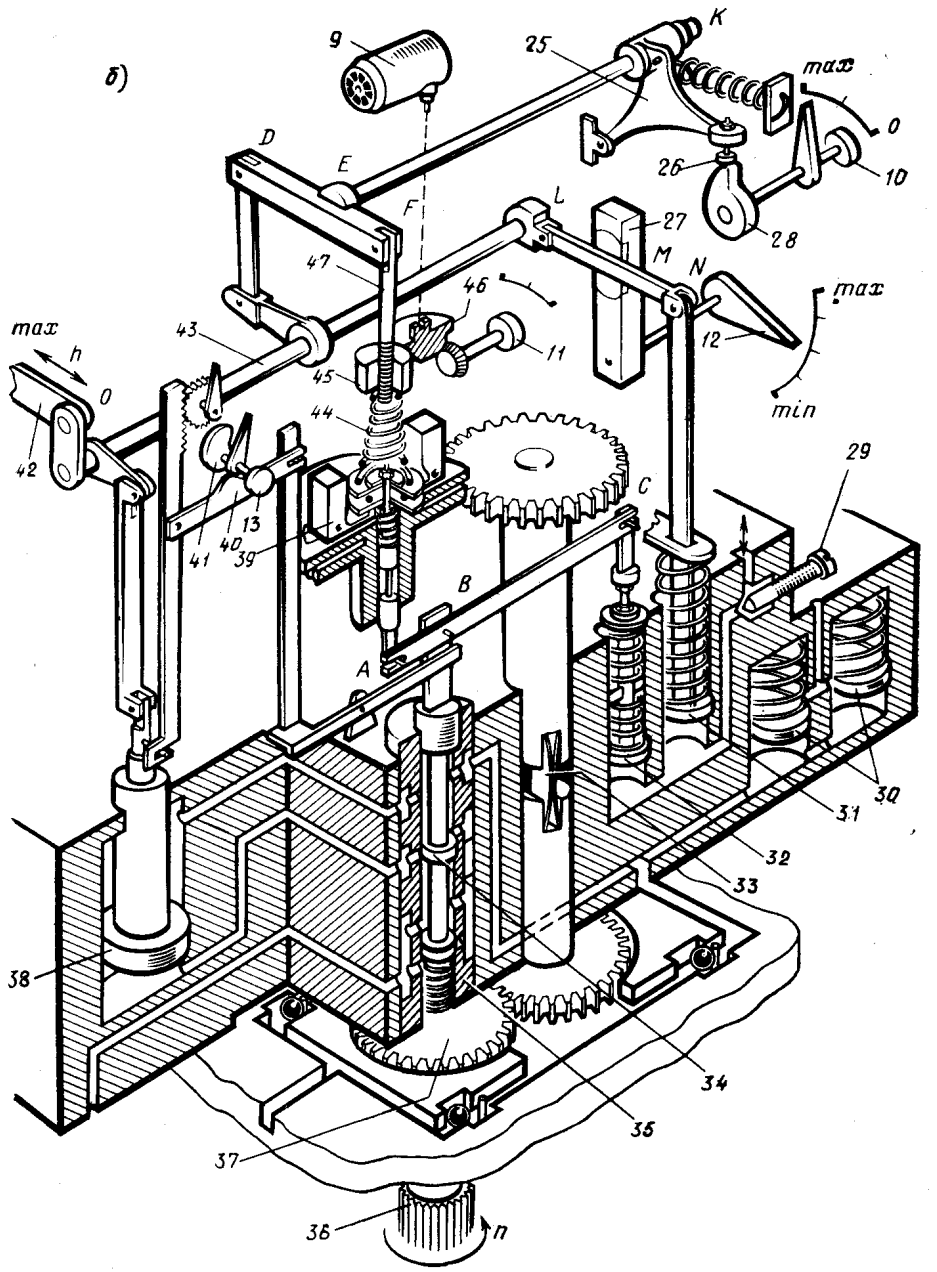


Рис. 97. Схема установки регулятора



«Вудвард» UG8 на двигателе «Вяртсиля-Зульцер»

вводить ограничение нагрузки двигателя по максимальной подаче топлива. С помощью ручки *10* изменяют уставку статической неравномерности. Рычагом *12* изменяют уставку степени действия ИОС, а иглой изодрома, закрытой заглушкой *15*, регулируют время изодрома. Пробка *14* служит для спуска масла из регулятора.

Все ручки управления снабжены условными шкалами, по которым определяют уставки задания, нагрузки, действия ЖОС и ИОС.

Узлы регулятора «Вудвард» UG8 (рис. 97, *б*) смонтированы в корпусе, крепящемся на двигателе. Через шестеренный привод двигателя вращается шлицевой вал *36* регулятора, от которого приводится во вращение ведущая шестерня *37* масляного насоса и втулка *35* золотникового УУ. Вращение втулки относительно золотника позволяет постоянно сохранять между их трущимися поверхностями масляную пленку и исключить сухое трение, т. е. повысить чувствительность регулятора. Благодаря четырем шариковым клапанам масляный насос выполнен реверсивным. Он независимо от направления вращения шестерен забирает масло из корпуса регулятора, нагнетая его под нагруженные силовыми пружинами поршни *30* масляных аккумуляторов. При увеличении давления выше нормы поршни, сжимая пружины, перемещаются вверх и своей кромкой открывают слив излишков масла в корпус регулятора. При снижении давления масло под действием поршня нагнетается к управляющему золотнику *34* и поршню *38* исполнительного механизма, обеспечивая работоспособность регулятора (даже на остановленном двигателе в течение 1 — 3 мин после остановки).

От ведомой шестерни масляного насоса через пружинную муфту *33*, гасящую крутильные колебания двигателя, вращение передается муфте датчика частоты вращения, на которой закреплены грузы *39*. Через опорный шариковый подшипник на грузы действует коническая пружина *44*, упирающаяся в шестерню *45*. При вращении шестерня перемещается по резьбовому штоку *47* и изменяется предварительное натяжение пружины. Привод шестерни *45* осуществляется через шестерню *46* от ручки *11* или через фрикционную муфту электродвигателя *9*.

Нижняя опорная тарелка пружины *44* через шток и дифференциальный рычаг *ABC* передает движение управляющему золотнику *34*. В переходных процессах рычаг *ABC* перемещается также под действием ИОС при движении приемного поршня *32*, устанавливаемого в среднее положение под действием двух возвратных пружин. Пружины установлены между поршнем, неподвижной упорной втулкой и тарелкой. Приемный поршень движется под действием изменяющегося давления в полости ИОС при перемещении задающего поршня *31*. Движение задающему поршню передается от выходного вала *43* регулятора через кривошип *L* и дифференциальный рычаг *LMN*, разворачивающийся в дисковой опоре *M* рычага *27*.

Разворот выходного вала *43* и перемещение *h* тяги *42* топливного насоса происходят от движения дифференциального поршня *38* исполнительного механизма при смещении управляющей кромки золотника *34* из среднего положения. Особенностью ИМ является то, что

управляется только его нижняя полость, а верхняя через проточку золотника постоянно сообщена с напорной магистралью аккумуляторов.

При развороте выходного вала *43* регулятора через дифференциальный рычаг *DEF*, разворачивающийся с осью *EK* в угловом рычаге *25*, передается движение резьбовому штоку *47* и изменяется сила действия пружины *44* на опорную тарелку грузов. В результате осуществляется воздействие на управляющий золотник через силовую отрицательную ЖОС.

Структура, принцип действия, свойства и настройка аналогичного регулятора рассмотрены в § 19. Степень действия ИОС регулируют изменением соотношения плеч рычага *LMN*, а устанавливают разворотом рычага *12*. Время изодрома регулируется иглой *29*. Степень действия ЖОС, а следовательно, статическую неравномерность регулятора регулируют в пределах 0—10 % изменением соотношения плеч рычага *DEF* при развороте кулака *28* ручкой *10*. Нулевую неравномерность устанавливают совмещением осей *EK* и *F*. Если при установке указателя ручки *10* на нуль и развороте выходного вала *43* шток *47* перемещается более чем на 0,05 мм, следует корректировать уставку нулевой неравномерности вращением винта *26* в рычаге *25*.

Особенностью регулятора является наличие *механизма ручного ограничения максимальной нагрузки* по перемещению выходного вала, а следовательно, и тяги ТНВД. При росте нагрузки частота вращения вала ДВС снижается, а регулятор, стремясь поддержать ее на заданном уровне, перемещает тягу ТНВД в сторону увеличения подачи топлива, что соответствует движению поршня *38* исполнительного механизма вверх и развороту дифференциального рычага *40*. Рычаг, упираясь в профильную шайбу *41*, через кинематическую связь воздействует на золотник *34* до тех пор, пока не поставит его в среднее положение. Это приводит к ограничению подачи масла в нижнюю полость ИМ и остановке поршня *38*. Уставку ограничения производят разворотом кулака *41*, воздействуя на ручку *13* ограничения нагрузки. Для остановки двигателя через регулятор устанавливают ручку в нулевое положение, принудительно сместив золотник *34* вверх, что приводит к сливу масла из нижней полости ИМ и смещению его поршня в крайнее нижнее положение.

Правильно включенный в работу регулятор должен при крайнем нижнем положении поршня установить тягу ТНВД на нулевую подачу топлива. Если это условие не соблюдается, необходимо произвести корректировку, манипулируя разворотом кривошипа тяги гибкого звена на шлицах выходного вала регулятора и длиной талрепного штока *6*. Невыполнение этого условия может привести к росту динамического заброса частоты вращения вплоть до срабатывания защиты при полном сбросе нагрузки двигателя. Чрезмерное введение ограничения нагрузки может привести к глубоким провалам частоты вращения и увеличению длительности переходного процесса при существенных бросках нагрузки.

57. ОДНОРЕЖИМНЫЙ РЕГУЛЯТОР ОРН30

Регулятор (рис. 98), устанавливаемый на ДГ, имеет схему включения в работу, структуру и принцип действия, аналогичные регулятору «Вудвард», и некоторые конструктивные особенности. От шлицевого вала *21* регулятора приводится в действие непосредственно масляный шестеренный насос *20*, а через пружинный демпфер, вмонтированный в ступицу шестерни *18*, — основание *17* с грузами датчика и золотник *16* управляющего устройства. Вращение золотника во втулке УУ позволяет постоянно сохранять между ними поверхностную масляную пленку и исключить сухое трение, т.е. повысить чувствительность регулятора. В некоторых модификациях регуляторов применяют пружинно-гидравлический демпфер, устанавливаемый в основании *17*. Уставку задания регулятора изменяют вращением маховика *1* с местного поста управления либо дистанционно с ГРЩ через электродвигатель *2*. Вращение через редуктор передается входному валу *3* и рычагу *ABC*, через который устанавливается предварительное натяжение конической пружины датчика. Золотник УУ имеет поля *15* и *16*, внутренние кромки которых управляют сливом и подачей масла под поршень исполнительного механизма *10* (большего диаметра). Поршень *8* (меньшего диаметра) постоянно находится под давлением масла от насоса *20* и аккумулятора *19*. Между собой поршни соединены плавающим сухарем, движение которого передается на выходной вал *7*, а также на механизмы ЖОС и ИОС.

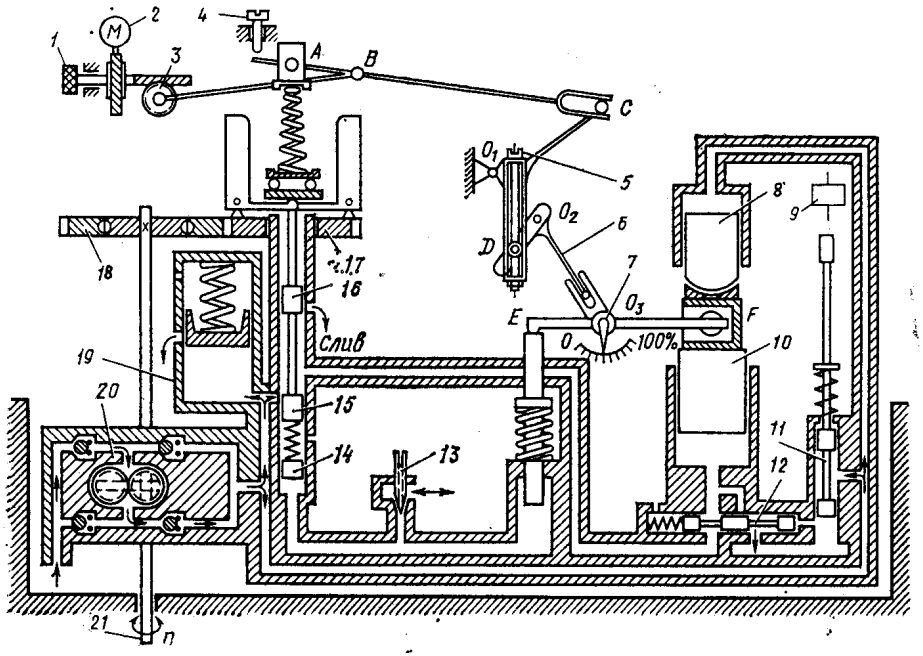


Рис. 98. Регулятор ОРН30

Особенностью отрицательной ИОС является то, что приемный поршень *14* соединен с управляющим золотником пружиной, работающей как на сжатие, так и на растяжение. Механизм силовой отрицательной ЖОС обеспечивает изменение статической неравномерности от 0 до 6 % путем изменения соотношения плеч рычагов CO_1D и DO_2. Уставку неравномерности регулируют вращением винта *5*, по которому перемещается сухарь *D*. Нулевая неравномерность обеспечивается совмещением сухаря *D* с осью O_2 рычага *6*.

Принцип действия данного регулятора и регулятора UG8 аналогичен. Качество переходного процесса АСР регулируют изменением действия ЖОС (винтом *5*) и времени изодрома (иглой *13*). Уставка задания минимальной частоты вращения ограничивается винтом *4*.

В регулятор вмонтировано дополнительное стоп-устройство, позволяющее дистанционно (вручную или по сигналу от автоматической защиты) останавливать двигатель через регулятор. При подаче электропитания в катушку соленоида *9* золотник *11* смещается вниз, а золотник *12* — влево. Это приводит к закрытию магистрали от золотника *15* и открытию сливного канала из рабочей полости поршня *10*, который под действием поршня *8* смещается вниз. В результате происходит разворот выходного вала и смещение тяги ТНВД на нулевую подачу топлива.

Регулятор ОРН-30 обладает сравнительно малой работоспособностью (2,94 Н·м), поэтому в условиях эксплуатации необходимо следить за отсутствием «заеданий» тяг управления ТНВД. В противном случае возможно раскачивание АСР в динамике из-за повышенной нечувствительности, а при чрезмерном изменении частоты вращения — срабатывание автоматической защиты.

58. ОДНОРЕЖИМНЫЙ РЕГУЛЯТОР MAN

На ГД фирмы MAN с прямой передачей мощности на ВФШ регулятор включен по предельной схеме (рис. 99). Известны две основные модификации регуляторов и схемы их включения. Рассмотрим схему регулирования частоты вращения двигателей KZ 70/120.

Управление скоростным режимом работы двигателя ведется по стабилизации положения тяг топливного насоса *7* непосредственным воздействием на маховик *18* ограничения топливоподачи. При развороте маховика из положения «Стоп» через кривошип движется вверх талрепная тяга *1*, к верхней части петли которой под действием пружины *3* прижимается палец рычага *2* (зазор $\alpha_2 = 0$). В результате валик *5*, разворачиваясь, воздействует на топливный насос *7* в сторону увеличения подачи топлива, т. е. при ручном управлении с помощью пружины

3 увеличивают топливоподачу, а ее ограничение определяется положением маховика *18* и верхней части петли тяги *1*.

Длина талрепной тяги *1* должна быть такой, чтобы при установке маховика *18* в положение «Стоп» была нулевая топливоподача всех ТНВД. Корректируют нулевую подачу топлива каждого насоса в отдельности изменением длины талрепных тяг *6*.

Регулятор должен ограничивать предельное увеличение частоты вращения вала двигателя при сбросах нагрузки в штормовых условиях. Измеритель регулятора встроен в корпус двигателя, а его гидравлический ИМ одностороннего действия установлен снаружи. К исполнительному механизму через управляющий золотник *11* подводится масло под давлением $p_р$ из системы циркуляционной смазки. От вала двигателя через шестеренный привод вращение передается грузам *17*, находящимся под действием пакета пружин *15*. Предварительное натяжение пружин регулируют вращением маховика *13*, по резьбовому штоку которого перемещается опорная тарелка *14*.

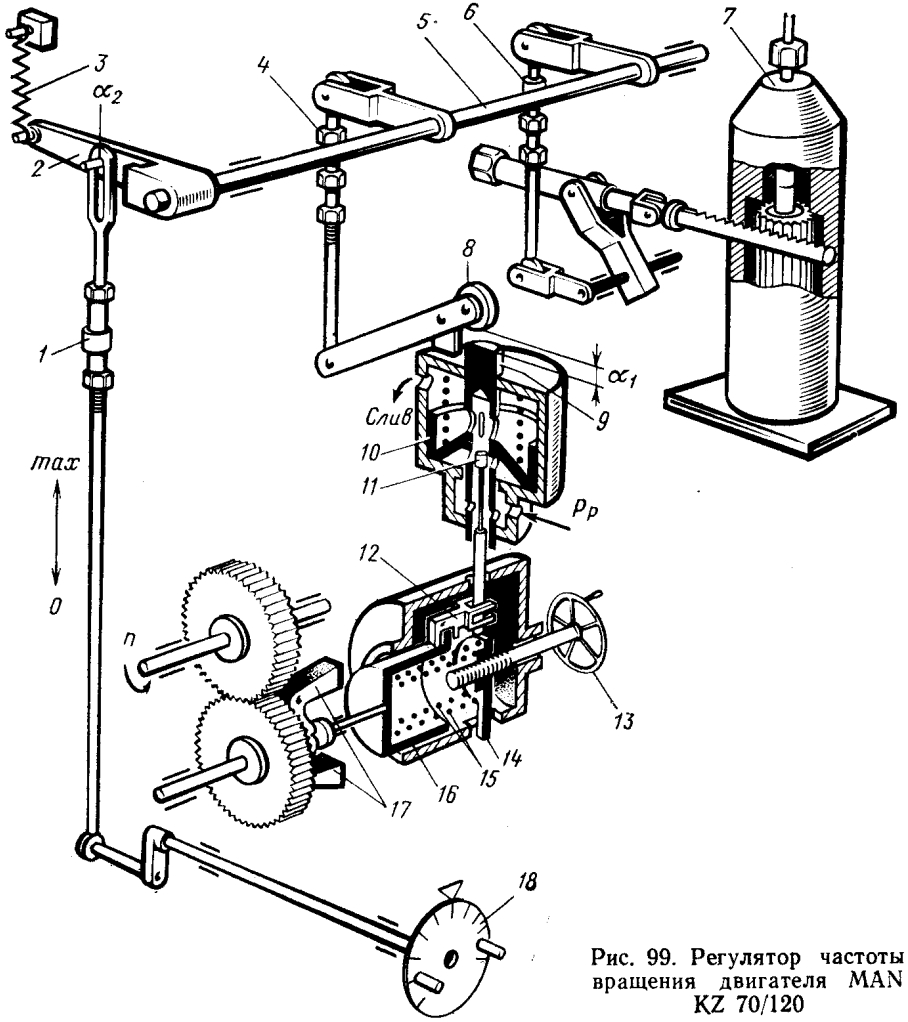


Рис. 99. Регулятор частоты вращения двигателя MAN KZ 70/120

На установившемся режиме центробежная сила грузов, приведенная к муфте *16*, уравновешивается силой действия пружин. Муфта неподвижна и удерживает угловой рычаг *12* и золотник *11* в определенном положении. Средние окна втулки поршня *10* исполнительного механизма перекрыты золотником, и выходной шток *9* неподвижен.

При сбросе нагрузки (оголении ВФШ) равновесие сил в датчике нарушается, грузы расходятся, муфта *16* перемещается, а угловой рычаг *12* смещает золотник *11* вверх. Масло под давлением подается под поршень ИМ и он, преодолевая действие силовой возвратной пружины, движется вверх до тех пор, пока полем золотника вновь не перекроется подвод масла в рабочую полость. При движении поршня сначала выбирается зазор α_1 между выходным штоком *9* и роликом *8*, а затем через талрепную тягу *4* и валик *5* передается воздействие на ТНВД в сторону уменьшения топливоподачи, что приводит к ограничению роста частоты вращения вала ДВС, т. е. регулятор начинает действовать на ТНВД с ростом частоты вращения до значения n_2 (см. рис. 95, *а*), стремясь поддержать ее в пределах статической неравномерности АСР.

Рассмотренный регулятор обладает статической неравномерностью ($\delta_р$ = 10 %) из-за кинематической ЖОС в виде следящей пары золотник — втулка поршня. В зависимости от нагрузки в динамике топливоподача может изменяться регулятором вплоть до нулевой за счет петли талрепной тяги *1* (см. рис. 99), в которой образуется зазор α_2 при развороте рычага *2*.

С ростом нагрузки (при погружении ВФШ) частота вращения снижается, золотник *11* смещается вниз, открывая слив масла из-под поршня *10*, который под действием силовой пружины опускается. Под действием пружины *3* рычаг *2* разворачивается и увеличивается топливоподача до тех пор, пока не выберется зазор α_2. После этого регулятор вновь выключается из работы, а между его штоком *9* и роликом *8* образуется зазор α_1.

В штормовых условиях не только вводят ограничение топливоподачи маховиком *18*, но и уменьшают уставку задания регулятора маховиком *13*, чтобы зазор α_1 соответствовал повышению частоты вращения на 10—12% сверх установленной. Если первоначальный зазор α_1 окажется чрезмерно большим (при нарушении настройки связи регулятора с ТНВД), то ход поршня ИМ будет недостаточным для необходимого уменьшения топливоподачи. Это приведет к повышенным дина-

мическим забросам частоты вращения и снижению эффективности работы регулятора. Особенно это будет сказываться на режимах движения судна менее полного хода.

Настройку схемы связи регулятора с ТНВД следует производить на остановленном двигателе. Предварительно, установив маховик *18* в положение «Стоп», проверяют, а в случае необходимости выставляют нулевую подачу ТНВД талрепами *1* и *6*. Затем маховик устанавливают в положение максимальной топливоподачи, соответствующей 110% -ной нагрузке двигателя. Талрепной тягой *4* подводят ролик *8* к находящемуся в крайнем нижнем положении штоку *9* с зазором $\alpha_1 = 0{,}5 \div 1$ мм, обеспечивающим свободную фиксацию маховика *18*. После вывода двигателя на режим 100 % -ной нагрузки зазор α_1 несколько увеличивается.

Раскачивание частоты вращения вала ДВС и выходных звеньев нормально работающих регуляторов на установившихся режимах может быть следствием повышенных зазоров в шестеренных приводах регуляторов, заедания тяг ТНВД, зазоров в их звеньях и неравномерного распределения мощности по цилиндрам двигателя. Если при фиксированном положении всех тяг ТНВД раскачивание частоты вращения двигателя сохраняется, то причину следует искать в самом двигателе, а если раскачивание прекращается, то следует проверить состояние регулятора и его привода. Зазоры в шестеренных приводах не должны превышать значений, указанных в инструкциях по эксплуатации двигателей.

Причинами ненормальной работы регуляторов могут быть отклонения настроечных параметров, повышенные износ и силы трения в их звеньях. В регуляторах непрямого действия существуют дополнительные причины: загрязнение масла, снижение его вязкости и уровня либо скопление воздуха в полостях изодрома.

При смене масла необходимо промывать полости регулятора легким дизельным топливом, причем игла изодрома должна быть полностью открыта, а степень действия ИОС максимальна (если она регулируется). После заливки топлива двигатель запускают на 20 — 30 с и сливают топливо, затем заливают свежее масло и запускают двигатель на несколько минут. После этого сливают масло, разжиженное топливом, и заливают свежее до нормального уровня. Если масло заменять только один раз, в динамике снизится устойчивость АСР и повысится износ деталей регулятора.

Для выпуска воздуха из рабочих полостей ИОС следует пустить в ход двигатель и с открытой иглой изодрома поработать на переменных режимах, чтобы выходной вал регулятора раскачивался на предельно возможное расстояние. Возмущение можно наносить раскачиванием вручную тяги ТНВД или изменением уставки задания регулятора. Статическую и динамическую настройку АСР производят согласно указаниям, изложенным в § 19, после прогрева двигателя и масла в регуляторе

59. ВКЛЮЧЕНИЕ В РАБОТУ ВСЕРЕЖИМНЫХ РЕГУЛЯТОРОВ

Всережимные регуляторы, устанавливаемые на ГД, включаются в работу по всережимной или по всережимно-предельной схеме, обеспечивая поддержание заданной частоты вращения двигателя от минимально устойчивой до номинальной (см. § 54) [1].

Универсальная схема включения регулятора «Вудвард» UG 40 (рис. 100, *а*) позволяет включать регулятор как по всережимной схеме, так и по предельной (часто ее называют всережимно-предельной). Положение элементов схемы соответствует режиму среднего хода судна и управлению частотой вращения вала двигателя через регулятор, включенный по всережимной схеме.

Поршень гидравлического исполнительного механизма *15* (ИМ остановки) штатной системы управления и защиты ГД под действием давления масла удерживается в крайнем нижнем положении, обеспечивая разворот углового рычага *17* и движение его пальца вдоль петли талрепной тяги *16*. Рукоятка *19* ручного ограничения подачи топлива местного поста управления находится в положении «max», обеспечивая свободное перемещение указателя *21* топливоподачи и тяги ТНВД в пределах от «0» до «max». В сторону увеличения подачи топлива тяга движется под действием пружины *24*, а ограничивается движение положением пальца рычага *13*, жестко насаженного на выходной вал регулятора *12*. Положение выходного вала зависит от уставки задания регулятора и нагрузки двигателя.

Уставка R задания осуществляется разворотом рычага *8* входного вала регулятора от ручного привода маховиком *20* либо дистанционно. Исполнительный механизм системы ДАУ ГД может быть установлен отдельно от регулятора в виде блока *1* (система ДАУ БЦПКБ) или смонтирован на его верхней крышке в виде блока *11* (система ДАУ Юнгнер).

Для перехода на дистанционное управление (в системе БЦПКБ) вращением маховика *20* уставки задания устанавливают тягу с петлей *10* в крайнее верхнее положение. Тогда ИМ может разворачивать рычаг *8* и входной вал регулятора на полное расстояние в пределах петли. Разворот рычага *8* в сторону увеличения уставки задания происходит под действием пружины *9*, а ограничивается через тягу *7* и рычаг *5* профильным кулаком *4*. Кулак разворачивается через редуктор электродвигателем *М*. На одном валу с кулаком *4* закреплен профильный кулак *6* механизма ограничения нагрузки. Кулак *6* через рычаг *2*, шток *3* и упор *22* ограничивает движение тяги ТНВД в сторону увеличения подачи топлива.

[1] Всережимные регуляторы ВРН30 имеют устройство и принцип действия, аналогичные рассмотренным для ОРН30. Известные всережимные регуляторы других марок (Р13М-2КЕ, Р13МА и др.) имеют структуру и принцип действия, подобные рассмотренным, но различные конструктивные решения. Для статической и динамической настройки АСР изменяют настроенные параметры согласно общим рекомендациям, изложенным в § 19, 54, 56, 57 и 58.

На установившемся режиме работы ГД, соответствующем среднему ходу судна, рычаг *13* выходного вала неподвижен, а к его пальцу прижата петля тяги *14* под действием пружины *24* (зазор $\alpha_2 = 0$), что соответствует определенному положению тяги ТНВД.

При росте нагрузки двигателя выходной вал регулятора разворачивается против часовой стрелки, а под действием пружины *24* тяга ТНВД движется в сторону увеличения подачи топлива. Если зазор α_3 выбран, то тяга ТНВД станет на упор и рост топливоподачи будет ограничен даже при дальнейшем развороте выходного вала регулятора (появляется зазор α_2). Дальнейший рост нагрузки на гребной винт вызывает снижение частоты вращения вала ГД по его частичной характеристике до точки ее пересечения с «тяжелой» винтовой характеристикой. Это соответствует изменению режима работы ГД по характеристикам *DF* и *FL* (см. рис. 95, *б*). В точке *L* установившегося режима существует некоторая перегрузка двигателя, которая значительно меньше перегрузки в точке *C*, наблюдаемой при отсутствии механизма ограничения.

Для вывода судна на режим полного хода при нормальных условиях плавания подают питание на электродвигатель *M* (см. рис. 100, *а*) до тех пор, пока он через кулак *4* не обеспечит номинальную уставку $R_н$ задания регулятора. Одновременно разворачивается кулак *6*, увеличивается зазор α_3, а ролик штока *3* занимает положение, соответствующее ограничению номинальной топливоподачи, т. е. одновременно с изменением задания регулятора меняется положение ограничительного упора штока *3*. Регулятор, стремясь поддержать вновь заданную частоту вращения, выводит тягу ТНВД на этот упор, и установившийся режим переходит в точку *E* (см. рис. 95, *б*). С ростом нагрузки на гребной винт тяга ТНВД стоит на упоре, а скоростной режим изменяется по внешней характеристике $h_н$ двигателя. Установившийся режим переходит в точку *C*, и ГД работает с перегрузкой.

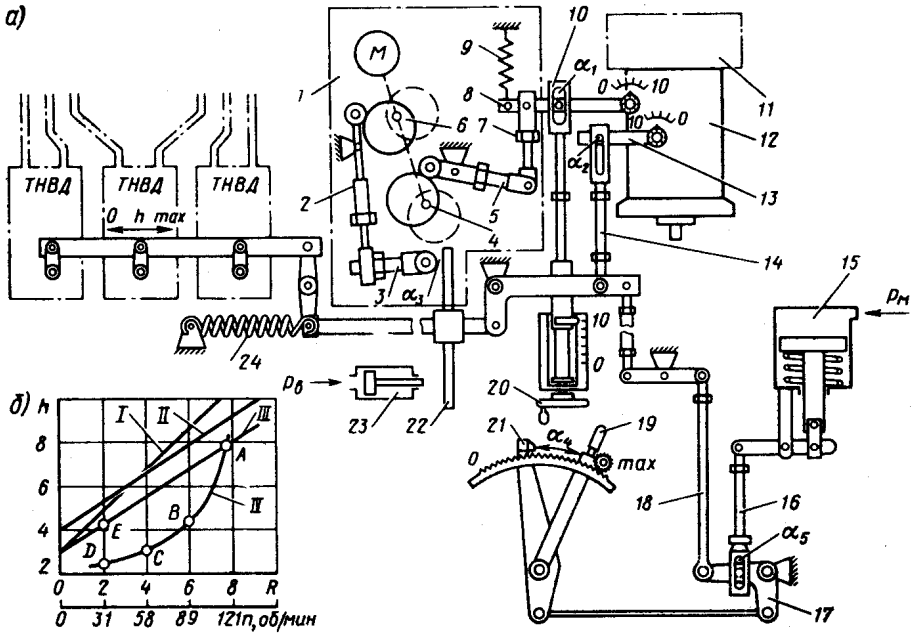


Рис. 100. Схема установки регулятора «Вудвард» UG40 на двигателе

Из сказанного следует, что рассмотренный механизм ограничения с ростом нагрузки двигателя может ограничивать топливоподачу пропорционально уставке задания, т. е. является механизмом ограничения нагрузки по заданной частоте вращения. Однако с ростом нагрузки тепловая и механическая напряженность двигателя может увеличиваться даже при снижении истинной частоты вращения вала, что особенно характерно при уставках задания, близких к номинальной.

Полностью исключить перегрузку двигателя можно воздействием через ДАУ на уменьшение уставки задания регулятора. Этот процесс можно автоматизировать введением в ДАУ механизма ограничения нагрузки по истинной (фактической) частоте вращения. Сущность работы такого устройства заключается в том, что с увеличением нагрузки до предельно допускаемой подача топлива не только ограничивается, но и уменьшается при снижении истинной частоты вращения ниже соответствующей этому значению нагрузки. Осуществляется это автоматическим снижением задания регулятору через ИМ, который получает сигнал от логического программного устройства. В логическую часть устройства закладывают программу ограничительной характеристики двигателя, а на его вход подают электрические сигналы от датчиков положения тяги ТНВД и частоты вращения (тахогенератора). Если координаты этих параметров находятся ниже заложенной ограничительной характеристики, то ограничение топливоподачи отсутствует, т. е. в зоне, расположенной ниже ограничительной характеристики, регулятор стабилизирует заданную частоту вращения в пределах своей неравномерности, а при росте нагрузки выше допускаемой происходит его перенастройка на более низкую заданную частоту вращения. Так, с ростом нагрузки на гребной винт (см. рис. 95, *б*) механизм ограничения нагрузки до тех пор уменьшает уставку задания, пока регуляторная характеристика не сместится в положение $R_з$. В точке *N* пересечения «тяжелой» винтовой *OC* и ограничительной *KE* характеристик наступит установившийся режим.

В условиях эксплуатации характеристики механизмов ограничения нагрузки должны совпадать с ограничительными характеристиками ГД. Оптимальную настройку этих механизмов производят по данным теплотехнических испытаний двигателя. Если эти данные на судне отсутствуют, то выполняют приближенную настройку.

Рассмотрим один из практических методов приближенной настройки механизма ограничения нагрузки по заданной частоте вращения.

По данным технического формуляра двигателя либо вахтенных машинных журналов находят показания указателя нагрузки (положение тяги ТНВД) h, соответствующих им уставок R задания регулятора и частоты вращения n вала двигателя для режимов движения судна от самого малого до полного хода в грузу. По полученным точкам A, B, C, D (см. рис. 100, *б*) строят в координатах $h - R$ кривую установившихся режимов. Затем выбирают начальную точку A ($h = 7{,}8$; $R = 7, 8$; $n = 119$ об/мин), координаты которой характеризуют работу данного двигателя с номинальной нагрузкой. Точку E выбирают по положению тяги ТНВД несколько выше точки D (в пределах $15 \div 20\%$ h_{max}). Выбор ее определяется из условия устойчивого запуска двигателя и его работы с минимально устойчивой частотой вращения на швартовке и в ледовых условиях. Через точки A и E проводят линию предполагаемой характеристики ограничения нагрузки. После этого приступают к проверке и настройке механизма ограничения нагрузки.

Рассмотренный механизм ограничения нагрузки по заданной частоте вращения можно настраивать на остановленном двигателе (см. рис. 100, *а*). Предварительно рукоятку *19* ограничения и выходной рычаг *13* регулятора устанавливают на максимальную подачу топлива, а тягу *16* разобщают с исполнительным механизмом *15*. Тяга привода ТНВД и указателя *21* нагрузки под действием пружины *24* движутся в сторону увеличения подачи топлива до тех пор, пока не выберется зазор α_3. Плавно вручную устанавливают вал ИМ по кулаку *4* в различные положения задания хода от самого малого до полного. Для каждой уставки R задания определяют положение h указателя *21* по шкале нагрузки (топливоподачи). По полученным точкам строят статическую характеристику механизма ограничения нагрузки.

Если наклон полученной характеристики *I* (см. рис. 100, *а*, *б*) отличается от желаемой *III*, то для их выравнивания необходимо изменить передаточное отношение рычага *2*, талрепом уменьшив длину его нижней части. Если характеристика механизма ограничения, заняв положение *II*, параллельна требуемой *III*, то необходимо изменить длину штока *3*. С увеличением его длины статическая характеристика смещается параллельно самой себе вниз, а с уменьшением длины — вверх.

Действительные статические характеристики механизмов ограничения нагрузки могут иметь нелинейный вид, который определяется видом ограничительной характеристики двигателя, а реализуется подбором специального профиля кулака *6*.

Рассмотренный ИМ с ограничителем нагрузки позволяет через ДАУ и регулятор осуществлять программный разгон ГД, не перегружая его.

Для перехода на ручное управление частотой вращения ГД через регулятор разворачивают кулачковый вал в положение (на рис. 100, *а* показано штриховой линией), при котором механизм снимает ограничение движения тяги ТНВД и уставки задания регулятора. При ручном управлении частота вращения определяется нагрузкой двигателя и уставкой задания регулятора, изменяемой маховиком *20*.

С ростом нагрузки двигателя регулятор освобождает тягу ТНВД, и она движется в сторону увеличения подачи топлива до тех пор, пока не восстановится заданный скоростной режим либо пока не выберется зазор α_4 между указателем топливоподачи *21* и рукояткой *19*. Если рукоятка установлена в положение ограничения номинальной топливоподачи, то в зависимости от уставки задания регулятора скоростной режим изменяется по характеристикам R_2 и $h_н$, либо $R_н$ и $h_н$ (см. рис. 95, *б*). Как следует из графика, это может привести к значительной перегрузке двигателя при работе в тяжелых (ледовых) условиях плавания. Для исключения перегрузки нужно снизить топливоподачу вручную рукояткой *19* (см. рис. 100, *а*) либо уменьшить уставку задания регулятора маховиком *20*.

В штормовых условиях в целях уменьшения раскачивания тяги ТНВД регулятором переходят на предельную схему его включения. Для этого рукояткой *19*, выбрав зазор α_4, вводят ограничение топливоподачи и выбирают уставку задания регулятора, соответствующую его включению при повышении частоты вращения вала двигателя сверх установленной на 10—12 %. В этом случае работа двигателя и регулятора описывается характеристиками $h_н$ и DE (см. рис. 95, *а*).

Выключить топливоподачу и остановить ГД можно непосредственным воздействием на рукоятку ограничения *19* (см. рис. 100, а) либо через регулятор *12*, либо через один из исполнительных механизмов *15* или *23*. При выключении через ИМ *15* масло из него сливается по сигналу от системы управления или автоматической защиты ГД. При этом под действием силовой пружины ИМ тяга *16* смещается вниз, выбирается зазор α_5 и, преодолевая действие пружины *24*, тяга ТНВД устанавливается на нулевую подачу топлива. Аналогично срабатывает ИМ *23* при подаче $p_в$ воздуха по сигналу с ходового мостика при аварийной остановке ГД.

Если схема настроена правильно, то при установке рукоятки *19* ограничителя в положение «*0*» тяга ТНВД устанавливается на нулевую подачу топлива и выбираются зазоры α_2 и α_5 при нулевых положениях выходного вала регулятора и поршня ИМ *15*. Соответствие положения указателя *21* нагрузки положению тяги ТНВД регулируют изменением длины талрепной тяги *18*, а положению ИМ *15* — длины талрепа *16*. Соответствие положений указателя нагрузки и выходного шлицевого вала регулятора регулируют установкой на шлицах рычага *13* и изменением длины талрепа *14*.

60. ВСЕРЕЖИМНЫЙ РЕГУЛЯТОР «ВУДВАРД» UG40 TL

Регулятор (рис. 101), устанавливаемый на ГД, всережимный, непрямого действия (гидравлический), работоспособностью 54 Н·м, ЖОС и ИОС. Дополнительно в него встроены механизмы ограничения нагрузки по заданной частоте вращения и давлению наддувочного воз-

духа, минимальной уставке задания, а также устройство дистанционной остановки двигателя [1].

Одной из особенностей регулятора является задание частоты вращения разворотом входного вала *29*. От него через кривошип *22*, промежуточный кулак (на схеме не показан) и палец *21* движение передается зубчатому сектору *19*, свободно сидящему на валу *29*. В регуляторах UG 40 кривошип отсутствует, а зубчатый сектор крепится к валу жестко. От зубчатого сектора движение передается зубчатой втулке *23*, в верхней головке которой закреплена ось *О*. На оси свободно сидит рычаг *18*, жестко связанный болтовым соединением с кулачковым рычагом *17*, опирающимся на плунжер *24*. В результате движения всех указанных звеньев через плунжер изменяется натяжение конической пружины датчика частоты вращения. В то же время через кулак может происходить движение плунжера *24* относительно втулки *23* в результате разворота рычага *18* при перемещении его свободного конца с серьгой *20*, вызванном разворотом кривошипа *16* выходного вала *30*.

Профиль кулака рычага *17* цилиндрический (см. узел *I*) с радиусом *r*. Ось O_1 цилиндрической части кулака может совмещаться с осью *О* при смещении рычага *17* вдоль овального паза, если ослабить болтовое соединение с рычагом *18*. Тогда разворот рычага *18* на оси *О*, вызванный разворотом выходного вала, приводит к развороту кулака по радиусу *r* и его скольжению по поверхности плунжера *24* относительно втулки *23* и изменяется натяжение конической пружины, т. е. возрастает действие отрицательной силовой ЖОС и значение статической неравномерности регулятора, а следовательно, АСР. Смещением кулака можно изменять степень неравномерности регулятора в пределах 0 — 12 %.

Рассмотрим действие ЖОС при работе регулятора. *На установившемся режиме* центробежные силы, действующие на грузы датчика частоты вращения, уравновешиваются силой действия конической пружины, удерживая муфту датчика и золотник *26* в среднем положении. Нижняя полость исполнительного механизма заперта, и поршень *25* через кривошипный механизм удерживает выходной вал *30* в неподвижном состоянии.

С *ростом нагрузки* ГД частота вращения вала снижается, нарушается равновесие сил в датчике, золотник *26* смещается вниз, и обе полости ИМ сообщаются с напорной масляной магистралью. Так как поршень *25* дифференциальный, то он под действием разности сил движется вверх, разворачивая выходной вал *30*, и освобождает тягу ТНВД, которая движется в сторону увеличения подачи топлива. Одновременно

[1] Дополнительные устройства и механизмы поставляют по требованию заказчика, поэтому встречаются не в каждом регуляторе. Если в регуляторе отсутствуют механизмы ограничения нагрузки, то в его марке нет индекса «TL». Структура основной части, устройство и принцип действия регуляторов UG40 и UG8 аналогичны.

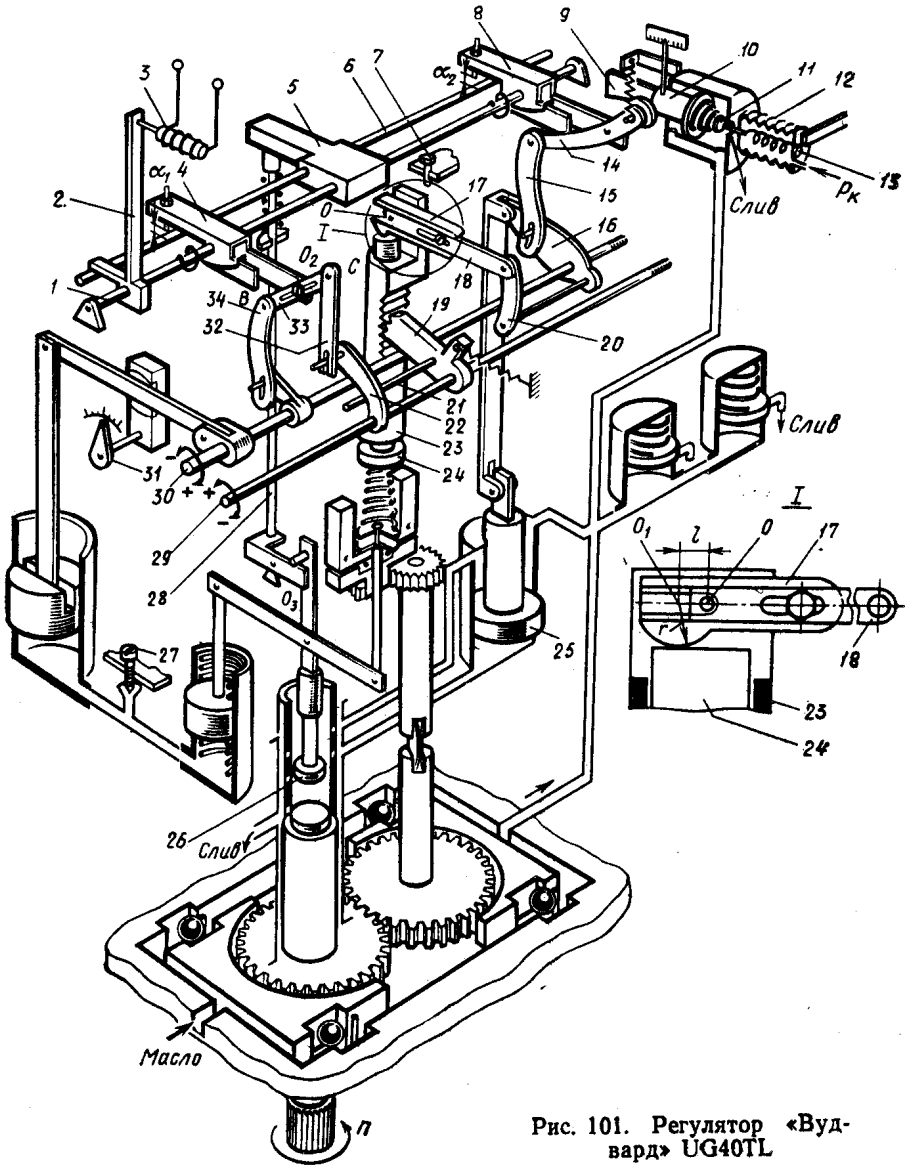


Рис. 101. Регулятор «Вудвард» UG40TL

с разворотом кривошипа *16* через серьгу *20* разворачиваются относительно оси *О* рычаг *18* и кулак рычага *17*. Плунжер *24*, прижатый к кулаку конической пружиной, движется относительно втулки *23* вверх, натяжение пружины уменьшается и снижается сила ее действия на грузы, а вследствие увеличения топливоподачи повышается частота вращения вала ГД и возрастает центробежная сила грузов. В результа-

те этого восстанавливается равновесие сил датчика, грузы возвращаются в первоначальное положение, а золотник *26* — в среднее, что приводит к ограничению движения поршня *25* и росту топливоподачи. Однако установившийся режим наступает при меньшей частоте вращения вследствие меньшего натяжения конической пружины датчика, т. е. регулятор работает со статической неравномерностью.

Если же действие ЖОС равно нулю, то при установившихся режимах натяжение пружины остается неизменным. Равновесие наступает при различных значениях нагрузки и неизменной частоте вращения, определяемой только уставкой задания регулятора. Однако с ростом нагрузки возможно снижение частоты вращения, если регулятор не может обеспечить необходимое увеличение подачи топлива. Это может быть следствием ограничения топливоподачи с поста управления главным двигателем или по сигналу механизма ограничения самого регулятора.

Особенностью работы *механизма ограничения нагрузки по заданной частоте вращения* является то, что с увеличением нагрузки ограничивается разворот выходного вала регулятора в сторону увеличения топливоподачи пропорционально уставке задания. Вильчатый рычаг *4*, свободно сидящий на оси *1*, контактной пружиной через дифференциальный рычаг *33* прижимает серьгу *34* к пальцу кривошипа выходного вала *30*, а серьгу *32* — к пальцу кривошипа *22* входного вала *29*.

На установившемся режиме при номинальной нагрузке и определенном положении валов указанные звенья неподвижны. Между регулировочным винтом рычага *4* и штангой *6* имеется зазор α_1. По мере роста нагрузки двигателя частота вращения снижается, золотник *26* смещается вниз, и выходной вал *30* разворачивается в сторону увеличения подачи топлива. Движение серьги *34* передается через рычаг *33* рычагу *4*, который разворачивается на оси *1*, и выбирается зазор α_1. При дальнейшем развороте рычага *4* движение передается штанге *6* и рычагу *5*. Разворачиваясь вокруг оси *1*, рычаг *5* через толкатель *28* и промежуточный рычаг, разворачивающийся относительно опоры O_3, воздействует на палец штока золотника, устанавливая его в среднее положение. Это приводит к ограничению движения выходного вала регулятора и роста топливоподачи, т. е. к ограничению нагрузки двигателя. С ростом нагрузки дальнейшее снижение частоты вращения происходит при неподвижной тяге топливного насоса высокого давления. В рассмотренном случае скоростной режим работы двигателя изменяется по линии *DFL* (см. рис. 95,*б*).

Максимально возможный угол разворота выходного вала в сторону увеличения подачи топлива изменяется при изменении уставки задания регулятора. Так, при развороте входного вала *29* (см. рис. 101) в сторону уменьшения задания частоты вращения разворачивается вильчатый рычаг *4*, а зазор α_1 уменьшается. Тогда с ростом нагрузки требуется меньший угол разворота выходного вала, при котором наступает ограничение топливоподачи.

Следовательно, рассмотренный механизм ограничивает разворот выходного вала регулятора и тяги ТНВД в зависимости от уставки задания регулятора, т. е. является механизмом ограничения нагрузки двигателя по заданной частоте вращения.

Методы проверки статической характеристики механизма аналогичны рассмотренным. Если характеристика *I* механизма (см. рис. 100, *б* и 101) по наклону отличается от желаемой *III*, то изменяют соотношение плеч рычага *33*. Для этого ослабляют гайку крепления оси O_2 и смещением рычага *33* вдоль его прорези уменьшают плечо BO_2. Если характеристика механизма ограничения нагрузки, заняв положение *II*, параллельна желаемой *III*, то необходимо уменьшить зазор α_1 вращением регулировочного винта рычага *4*. Один оборот винта позволяет сместить характеристику на два условных деления разворота выходного вала регулятора и перемещения h тяги ТНВД.

Проверяют и настраивают механизм ограничения на режиме самого малого хода судна при ручном фиксировании положения тяг ТНВД рукояткой *19* (см. рис. 100, *а*). Вращением маховика *20* изменяют уставки R задания регулятора, а по шкале выходного вала снимают соответствующие им значения h. По полученным данным строят график характеристики механизма (см. рис. 100, *б*) и сравнивают его данные с требуемыми.

Аналогично работает *механизм ограничения нагрузки по давлению наддувочного воздуха*. Давление $p_к$ наддува подается во внутреннюю полость сильфона *12* (см. рис. 101), на торце которого жестко закреплен клапан *11*. Клапан управляет сливом масла из правой полости ИМ с дифференциальным поршнем *10*, жестко соединенным с профильным кулаком *9*. Между клапаном и поршнем установлена пружина силовой ЖОС. Таким образом, устройство представляет собой позиционер, входным сигналом которого является давление $p_к$, а выходным — положение кулака *9*.

При установившемся режиме давление $p_к$ воздуха, действующее на торец сильфона, уравновешивается суммарной силой действия пружины ЖОС и пружины, встроенной внутрь сильфона. Клапан неподвижен и обеспечивает дросселирование потока масла, поступающего в правую полость ИМ через дроссельную шайбу из напорной магистрали, т. е. дроссельная шайба и клапан образуют делитель давления позиционера.

При разгоне ГД вследствие инерционности газотурбонагнетателей рост давления $p_к$ отстает от роста топливоподачи, что может привести к дымному сгоранию топлива. Однако при недостаточном давлении $p_к$ позиционер смещает кулак *9* влево и через рычаг *14*, опирающийся серьгой *15* на палец кривошипа *16*, разворачивает вильчатый рычаг *8*. Зазор α_2 выбирается, и через рассмотренную кинематическую схему производится установка золотника *26* в среднее положение, а движение выходного вала регулятора в сторону увеличения топливоподачи прекращается. По мере увеличения давления $p_к$ ограничение снимается и двигатель постепенно разгоняется. Значение $p_к$, при котором вво-

дится ограничение топливоподачи, задают изменением натяжения пружины сильфона при вращении гайки *13*.

Винтом *7* вводится *ограничение уставки минимально устойчивой частоты вращения двигателя* путем ограничения движения вверх втулки *23*. Если входной вал *29* развернут на индекс шкалы «0», то уставка минимальной частоты вращения сохраняется, а между кулаком кривошипа *22* и пальцем *21* появляется зазор. Это позволяет исключить случайную остановку двигателя на режиме самого малого хода в случае чрезмерного уменьшения уставки входного вала регулятора при дистанционном управлении ГД.

Для аварийной (экстренной) остановки ГД через регулятор подают питание на соленоид *3*, который через рычаг *2* и кинематическую связь воздействует на золотник *26*, устанавливая его в крайнее верхнее положение. Это приводит к сливу масла из-под поршня *25* исполнительного механизма и выключению топливоподачи.

ИОС работает также, как в регуляторе UG8, а ее настройка производится вращением иглы *27* и разворотом рычага *31*.

61. ВСЕРЕЖИМНЫЙ РЕГУЛЯТОР «ВУДВАРД» PG

Рассматриваемый регулятор (рис. 102) отличается от регуляторов UG принципиально иными решениями механизма задания частоты вращения, ИОС и выходным ИМ. На дистанционно управляемых ГД часто устанавливают регуляторы PG с пневматическим заданием частоты вращения. Управляющий воздух с давлением $p_у$ подается к сильфонному датчику давления *24*, выходной шток которого соединен с золотником *22* и через скобу *23* нагружен пружиной *6*. Золотник *22* управляет подачей масла от шестеренного встроенного насоса *19* в полость над поршнем *10*, перемещение которого изменяется вследствие предварительного натяжения конической пружины датчика частоты вращения. Ступица поршня *10* соединена с рычагом *7*, опирающимся на ролик углового рычага *5*.

При изменении давления $p_у$ нарушается равновесие сил, действующих на скобу *23* от сильфона *24* и пружины *6*, золотник *22* смещается из среднего положения, поршень *10* перемещается и изменяется натяжение конической пружины датчика. Одновременно через рычаг *7* жесткой обратной связи позиционера меняется натяжение пружины *6*, восстанавливается равновесие сил на скобе *23*, золотник *22* возвращается в среднее положение и движение поршня *10* прекращается. Новому значению давления $p_у$ будет соответствовать новое задание частоты вращения регулятора.

Задание можно менять вручную вращением маховика *1*, по винту которого перемещается гайка *25*, передающая движение кольцу *4*. В кольцо упирается резьбовая втулка *2*, навинченная на угловой рычаг *5*. Вертикальное перемещение последнего вызывает разворот рычага *7* и изменение задания регулятора. Винтом *3* вводят ограничение максимального задания, а винтами *8* и *9* ограничивают перемещение поршня *10*.

В регуляторе применена силовая ИОС. На штоке управляющего золотника *20* установлен приемный поршень *21* изодромной обратной связи, перепад давлений на котором (в каналах *12* и *13*) равен нулю при установившемся режиме. При этом в среднем положении удерживаются золотник *20* (датчика частоты вращения) и задающий поршень *17* (возвратными пружинами *16* и *18*), а поршень *14* исполнительного механизма одностороннего действия неподвижен, удерживая в неподвижном состоянии тягу ТНВД.

С ростом нагрузки двигателя снижается частота вращения n вала и центробежная сила грузов *11*. Золотник *20* смещается вниз и масло от насоса *19* под давлением поступает к задающему поршню *17*. Он смещается вправо, преодолевая действие пружины *16*, а вытесненное им масло поступает под поршень *14*, смещая его вверх в сторону увеличения топливоподачи. При сжатой пружине *16* и расслабленной *18* в канале *13* давление масла будет больше, чем в канале *12*. Этот перепад давлений действует на приемный поршень *21*, сдерживая его движение вниз вместе с золотником *20*. По мере перетекания масла через приоткрытую иглу изодрома *15* из канала *13* в канал *12* перепад давлений на

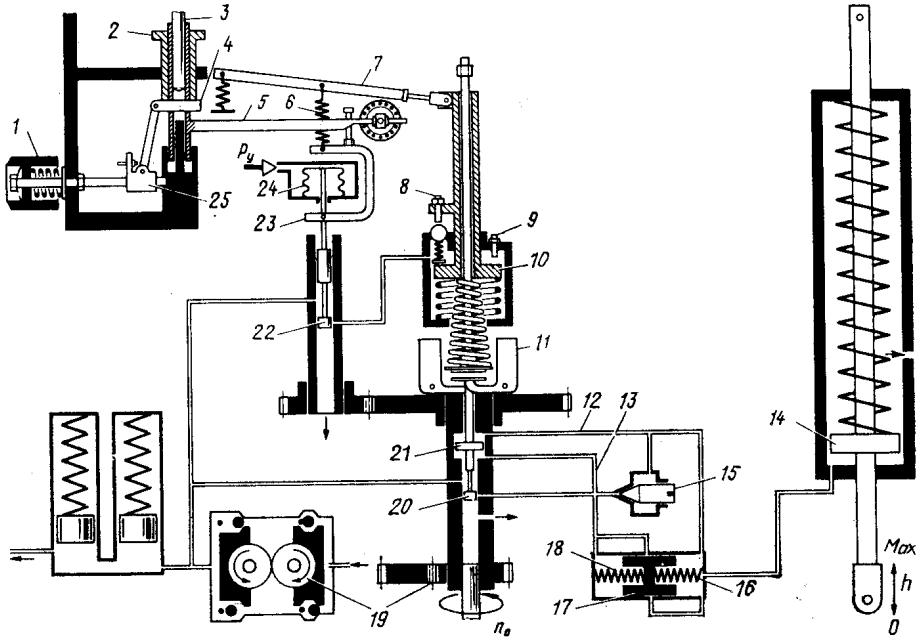


Рис. 102. Регулятор «Вудвард» PG

приемном поршне *21* падает, задающий поршень *17* пружинами возвращается в среднее положение, а поршень *14* исполнительного механизма продолжает движение вверх. Движение всех поршней прекращается, когда давление в каналах *12* и *13* сравняется, а золотник *20* вернется в среднее положение при прежней частоте вращения n_0 вала и новой (увеличенной) топливоподаче.

При сбросе нагрузки движение звеньев регулятора происходит в обратном направлении до тех пор, пока при уменьшенной топливоподаче не установится первоначальная частота вращения n_0 вала двигателя.

Рассмотренный изодромный регулятор поддерживает заданную частоту вращения с нулевой статической неравномерностью. Однако при необходимости в него может быть введена ЖОС, при которой через рычажную передачу производится обратное воздействие от верхнего конца штока ИМ к плунжеру, опирающемуся на верхний конец конической пружины датчика частоты вращения (по аналогии с ЖОС регулятора UG 40).

В регуляторы PG могут быть встроены различные дополнительные устройства ограничения топливоподачи и угла разворота лопастей винта регулируемого шага, остановки двигателя через регулятор и др.

ГЛАВА 7. ОСНОВЫ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ И КОМПЛЕКСНОЙ АВТОМАТИЗАЦИИ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

62. АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ГЛАВНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Функции ДАУ. На современных судах управление комплексами ГД — ВФШ и ГД — ВРШ осуществляется из рулевой рубки с помощью систем ДАУ. Основной целью ДАУ является уменьшение трудозатрат судовой команды по управлению судном и безопасность мореплавания (повышение безопасной эксплуатации ГД при маневрировании, проведение операций по управлению им в оптимальной последовательности, дающей возможность увеличить точность и скорость выполнения маневров, минимальная загрузка оператора или штурмана на мостике и освобождение вахтенного механика от постоянного пребывания у поста управления главным двигателем).

Опыт эксплуатации систем ДАУ на судах транспортного морского флота определил наиболее надежные и перспективные системы, объединяемые по основным признакам. По рабочей среде системы могут быть электропневматическими (или чисто электрическими), предпочтительно электронно-пневматическими, с логической частью, выполненной на элементах микроэлектроники. Принцип включения в комплекс управления ГД — подключение параллельно системам дистанционного (местного) управления. Основной орган управления совмещается с машинным телеграфом.

Системы должны быть гибкими по структуре и универсальными по объему выполняемых функций. По характеру управления ГД могут быть предусмотрены следующие программы: нормальная, маневровая, экстренная (аварийная) и разогрева.

Наиболее совершенная система ДАУ обеспечивает:

необходимое дополнение блокировок систем дистанционного (местного) управления ГД;

статическую ошибку поддержания заданного скоростного режима не более $\pm 1{,}5$ % номинальной частоты вращения ГД;

простое переключение управления от системы ДАУ на дистанционное (местное) за время не более 10 с;

работу ГД вне зон критической частоты вращения с предотвращением перегрузки, а в случае превышения допустимого времени работы в этих зонах — с осуществлением сигнализации;

аварийную остановку ГД из рулевой рубки с помощью устройств, питаемых от независимого источника энергии (в некоторых системах предусматривается контроль исправности электрических цепей этих устройств);

резервирование основных исполнительных цепей;

выполнение последней поданной команды с прерыванием исполнения предыдущей;

сохранение заданного режима работы ГД при исчезновении питания, обрывах в цепях датчиков частоты вращения ГД, команд и обратной связи по уставке регулятора скорости;

автоматический переход на резервное питание при прекращении основного;

повторные автоматические попытки пуска (в пределах трех попыток);

ограничение длительности каждой попытки пуска и общего времени всех попыток;

ограничение максимальной пусковой топливоподачи в зависимости от условий работы ГД и выбранной программы управления;

автоматическое введение уставок частоты вращения начала контрпуска при реверсе ГД в зависимости от инерции судна (по частоте вращения гребного винта, работающего в турбинном режиме);

ручную коррекцию из рулевой рубки частоты вращения вала ГД, если рукоятка машинного телеграфа имеет фиксированные положения, соответствующие заданным командам;

защиту ГД с остановкой или снижением нагрузки при предельных отклонениях критических параметров (давления смазочного масла и охлаждающей среды ГД);

снятие защиты ГД в аварийных ситуациях;

развитую командно-исполнительную и аварийно-предупредительную сигнализацию в рулевой рубке и машинном отделении.

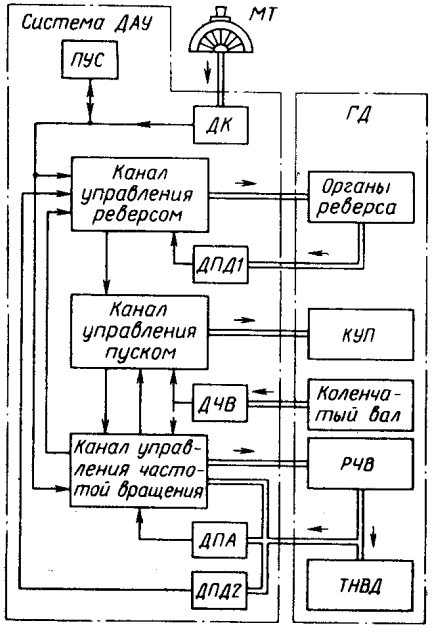


Рис. 103. Структурная схема ДАУ реверсивного дизеля

Система ДАУ реверсивного ГД с прямой передачей мощности на ВФШ. Система воздействием на один орган управления (рукоятку машинного телеграфа рулевой рубки судна) автоматически производит операции по пуску, остановке, реверсированию и изменению частоты вращения двигателя. Дополнительные органы позволяют переходить с дистанционного управления на ручное и обратно, переключать программы управления, производить аварийную остановку ГД. Независимо от применяемой рабочей среды структурно такую систему (рис. 103) можно разделить на три основных канала: управления реверсом, пуском и частотой вращения.

Воздействием на соответствующие органы пульта управления и сигнализации *ПУС* в зависимости от условий работы судна выбирают требуемую программу управления *ГД*. Сигналы датчика команд *ДК*, приводимого в действие с помощью рукоятки машинного телеграфа *МТ*, непосредственно поступают в каналы управления реверсом и частотой вращения (топливоподачей). По сигналам датчика перемещений *ДПД1* и *ДПД2* контролируются положения органов реверса и тяги *ТНВД*. Датчик частоты вращения *ДЧВ* вырабатывает сигнал о частоте вращения коленчатого вала *ГД*, поступающий в канал управления пуском. В системах без навешенного на двигатель всережимного регулятора этот сигнал поступает также в канал управления частотой вращения. В зависимости от свойств пускореверсивной системы данного двигателя выбирают определенный алгоритм функционирования и настройки системы ДАУ. Этот алгоритм реализуется подачей команд в определенной последовательности и на определенном уровне параметров как в каналы системы ДАУ, так и на органы штатной системы управления *ГД*.

Особенностями пусковой и реверсивной системы двигателя определяется последовательность прохождения сигналов на клапан управления пуском *КУП*, освобождение и движение тяги *ТНВД*.

В большинстве известных систем ДАУ вывод ГД на заданную частоту вращения производится через всережимный регулятор, включенный по всережимной схеме. Этот же регулятор затем стабилизирует заданную частоту вращения при изменении внешних условий плавания. Однако в некоторых электронно-пневматических системах ДАУ функции регулятора выполняют электрические устройства. Логическая часть устройств с обратной связью от ДЧВ управляет исполнительным механизмом, который непосредственно воздействует на тягу ТНВД.

В современных системах ДАУ имеются устройства защиты ГД от перегрузки, работающие по принципу ограничения нагрузки по заданной либо истинной (фактической) частоте вращения вала. Эти устройства могут действовать как через навешенный на ГД регулятор, так и через электронный, встроенный в систему ДАУ. Предпочтительно применение устройств ограничения нагрузки по истинной частоте вращения вала двигателя. Тогда с ростом нагрузки по сигналам от аналоговых датчиков ДЧВ и ДПА тяги ТНВД происходит снижение уставки задания регулятора по закону заложенной ограничительной характеристики.

Кроме того, современные системы ДАУ выполняют дополнительные функции, которые будут рассмотрены на конкретном примере.

Система ДАУ типа «Зенит». Система (производства Балтийского ЦПКБ) — электронно-пневматическая с логической частью, выполненной на общепромышленной базе элементов «Спектр», предназначена для управления из рулевой рубки малооборотными судовыми дизелями большой и средней мощности. Система является универсальной и гибкой, обеспечивает выполнение перечисленных функций.

Рассмотрим принцип действия системы ДАУ «Зенит» 02-22 совместно с пускореверсивной системой двигателей 7ДКРН 50/110-2 (рис.104).

Параметры настройки логических блоков системы следующие (их уставки обозначены на соответствующих блоках схемы).

Блок команд *БК*:

$n_п$, $n_с$, $n_м$, $n_{с.м}$ — частота вращения ГД соответственно полного, среднего, малого и самого малого хода при нормальной и экстренной программах команд;

$K_{м.п}$ — коэффициент снижения частоты вращения по команде маневровой программы.

Блок программы *БП* — частота вращения $n_з$ включения замедленного разгона ГД по «нормальной» программе.

Блок регулирования *БР*:

m_n — масштаб частоты вращения;

m_h — масштаб топливоподачи.

Блок пуска и реверса *БПР*:

$h_в$, $h_н$, $h_{э.р}$ — пусковая топливоподача соответственно нормальной команды «Вперед», нормальной команды «Назад», экстренного реверса;

$h_{э.н.р}$ — топливоподача начала экстренного разгона.

Блок частоты вращения *БЧВ*:

$n_{н.в}$ — направление вращения вала;

$n_{н.в.н}$, $n_{н.в.э}$ — начало подачи пускового воздуха соответственно при нормальном и экстренном реверсе;

$n_{о.в.н}$, $n_{о.в.э}$ — отсечки подачи пускового воздуха соответственно при нормальном и экстренном реверсе;

$n_{о.т.н}$, $n_{о.т.э}$ — отсечки пусковой топливоподачи соответственно при нормальном и экстренном реверсе.

Блок защиты от перегрузки *БЗП* — минимальная h_{min} и максимальная h_{max} топливоподачи.

Датчик положения аналоговый *ДПА*:

m_{h_0} — масштаб ограничения топливоподачи;

h_0 — уставка нулевой точки (параллельного смещения).

Для включения системы рукоятку ответчика машинного телеграфа устанавливают в положение «Полный ход вперед» (ПХВ), рычаг *34* реверса — в положение «Вперед», пусковой рычаг *24* — в положение максимальной подачи топлива, а рычаг *30* механизма выключения системы — в положение «Включено», при котором открываются клапаны *28* и *31*. Воздух из пусковых баллонов под давлением $p_в$ подают к редукционным клапанам *32* системы ДАУ и пневмомасленке *33*, а через главный стопорный клапан *3* — в пускореверсивную систему ГД.

Нажатием одной из кнопок переключения программ *ПП* на пульте управления рулевой рубки выбирают нужную программу управления (нормальную, маневровую, экстренную). После подачи электропитания в систему ДАУ и установки переключателя рода работы на табло контроля *ТК* в положение «ДАУ» по сигналу из блока программы *БП* через блок регулирования *БР* исполнительный механизм *13* устанав-

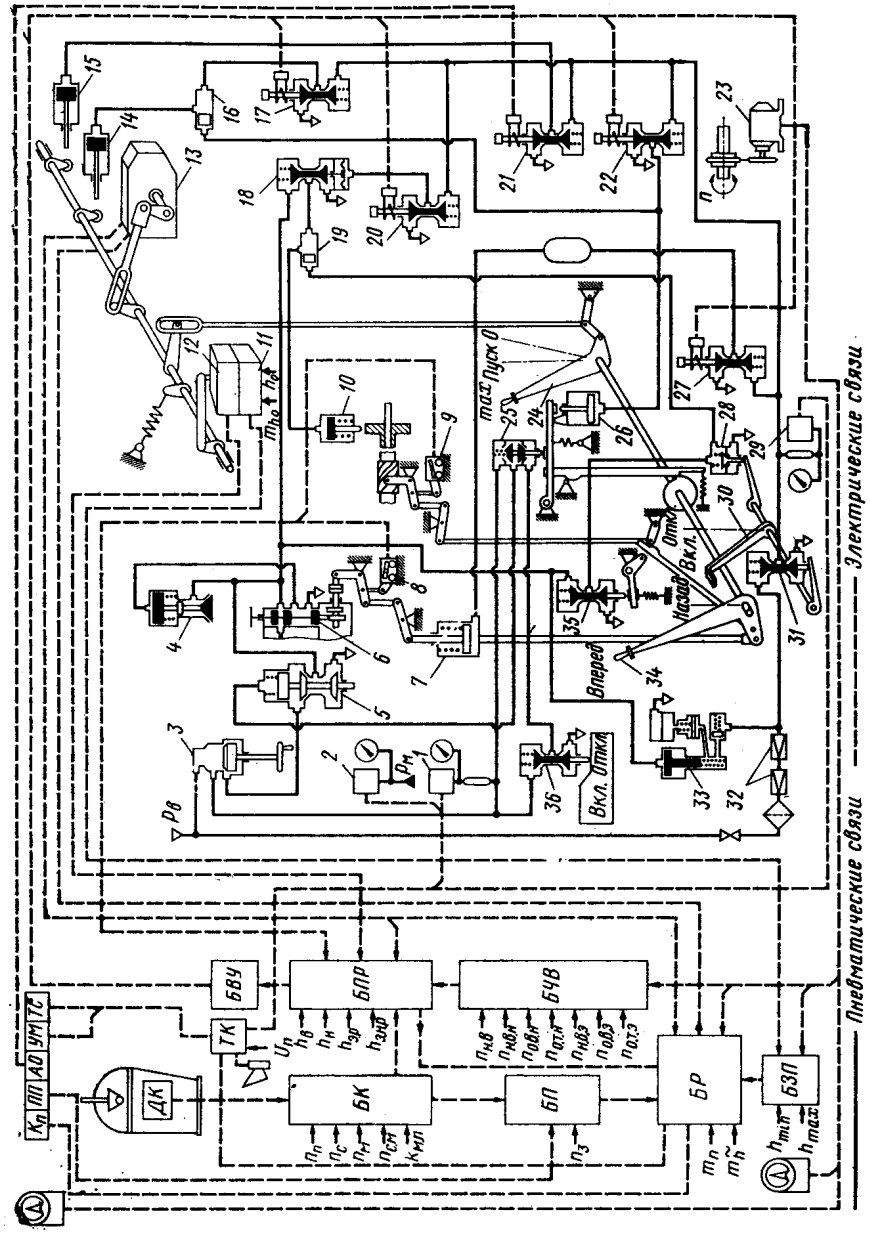


Рис. 104. Схема ДАУ типа «Зенит»

ливает вал ТНВД в положение пусковой подачи топлива. Блок *БР* в совокупности с ИМ образуют электронный регулятор частоты вращения.

При установке рукоятки машинного телеграфа рулевой рубки в положение, например, «ПХВ» начинается выполнение заданной команды согласно алгоритму выбранной программы. Сигнал от *ДК* о размере и направлении заданного хода идет в блок команд *БК*, а затем в блок пуска и реверса *БПР*. По сигналу из *БПР* через блок выходных усилителей *БВУ* подается питание на электромагнитный клапан (ЭК) «Стоп» *17*. Клапан открывается, и сжатый воздух через клапан «Или» *16* поступает в ИМ *14*, устанавливающий вал ТНВД на нулевую топливоподачу, а контроль этого положения ведется по сигналу датчика *12* перемещений. Если распределительный вал ГД находится в положении «Назад», то по сигналу от датчика *8* открывается ЭК «Реверс» *20*, через который подается воздух под мембрану клапана *18*, открывая его. Затем открывается ЭК «Пуск» *22*. От него воздух поступает на клапан «Или» *16*, блокируя нулевую топливоподачу, и в ИМ *26* пуска. Последний воздействует на клапан *25* управления пуском, который закрывает подвод сжатого воздуха в управляющую полость ГПК *5* и открывает стравливание из нее в атмосферу через клапан блокирования *36* валоповоротного устройства. Открывается ГПК, воздух поступает к пусковым клапанам *4*, воздухораспределителю *6*, клапану *35* управления реверсом, пневмомасленке *33*, а через клапаны *18* и *19* — на тормозной ИМ *10* распределительного вала ГД.

На первых 120° угла поворота коленчатого вала распределительный вал ТНВД удерживается от вращения и смещается в положение «Вперед». Затем по сигналу датчика *9* закрывается клапан *20*, а клапан *18* разгружает ИМ *10*, и начинается вращение распределительного вала ГД вместе с коленчатым. При совпадении команды и направления вращения коленчатого вала ГД по сигналу от тахогенератора *23* через блок частоты вращения *БЧВ*, а также *БПР* и *БВУ* электромагнитный клапан *17* закрывается, а *22* остается открытым, блокируя нулевую топливоподачу. После того как ГД наберет на воздухе заданную пусковую частоту вращения, по сигналу из того же канала клапан *22* закрывается, а исполнительные механизмы *14* и *26* разгружаются. Пусковая система ГД разгружается, и двигатель разгоняется на топливе, подача которого определяется пусковой уставкой исполнительного механизма *13*. При достижении заданной частоты вращения отключается *БПР*, а по сигналу *БК* через блоки программ *БП* и *БР* исполнительный механизм переходит в положение, определяемое командой «Самый малый ход» (СМХ). На этом процесс пуска заканчивается и происходит вывод ГД на заданную команду по выбранной программе.

Если по окончании пуска в течение установленного времени частота вращения ГД падает ниже минимально устойчивой, выполняется повторный пуск. Если в течение установленного времени частота вращения ГД не достигнет значения отсечки пускового воздуха, пуск прекращается, а на табло сигнализации *ТС* в рулевой рубке и на

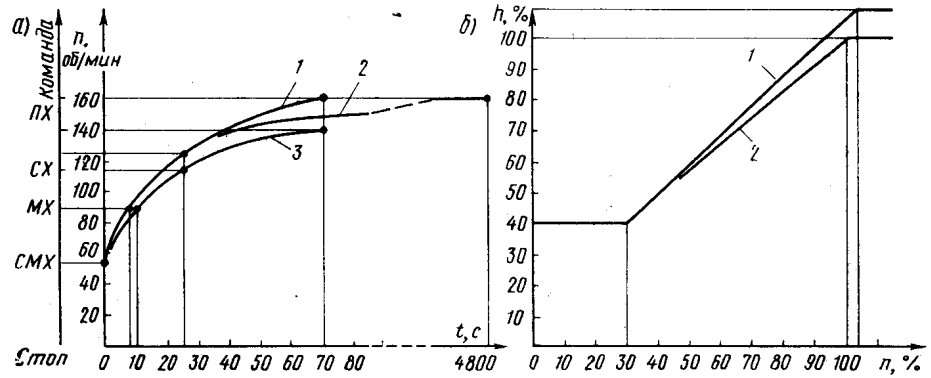


Рис. 105. Характеристики программ ДАУ типа «Зенит»

табло контроля *ТК* в машинном отделении загорается лампа «Отказ» и включается звуковая сигнализация. То же происходит в случае отказа двух повторных попыток пуска.

Разгон ГД во времени происходит по зависимости *1* (рис. 105, *а*) для экстренной программы, *2* — для нормальной и *3* — для маневровой. После вывода двигателя на заданный скоростной режим программа разгона автоматически отключается и частота вращения ГД стабилизируется в пределах неравномерности электронного регулятора. В случае необходимости можно в некоторых пределах плавно изменить уставку частоты вращения ГД корректором из рулевой рубки. Корректировка автоматически снимается при изменении команды машинным телеграфом.

При подаче команды на уменьшение хода судна все программы обеспечивают снижение частоты вращения ГД за время, составляющее 50 % времени разгона.

Если во время разгона или стабилизации частоты вращения нагрузка растет выше допускаемой, то происходят срабатывание сигнализации и ограничение топливоподачи, а при чрезмерном росте нагрузки — ее снижение по ограничительной характеристике в функции истинной частоты вращения вала ГД. Эту задачу выполняет блок защиты от перегрузки *БЗП* (см. рис. 104), уменьшающий уставку задания *БР* по сигналам аналоговых датчиков *23* и *11* частоты вращения и положения тяги ТНВД.

В схеме предусмотрено ограничение нагрузки по характеристике *1* (рис. 105, *б*) для экстренной и маневровой программы или по характеристике *2* для нормальной программы. Положение ограничительных характеристик в данной системе можно изменять в достаточно широких пределах.

В случае выхода ГД в зону критической частоты вращения вследствие ее коррекции из рулевой рубки или роста нагрузки срабатывает предупредительная сигнализация на *ТС*.

При подаче команды на реверс *БПР* включает клапан *17* «Стоп» (см. рис. 104), а ИМ по сигналу из *БП* становится в положение пусковой подачи топлива.

После того как частота вращения двигателя в прежнем направлении снизится до значения, допускающего перекладку распределительных органов, открывается ЭК *27* «Назад» и пропускает сжатый воздух через дополнительный баллон в ИМ «Реверса» *7*. Последний реверсирует воздухораспределитель *6* в положение «Назад», а далее процесс реверса и пуска протекает в рассмотренной последовательности. Однако клапан *22* открывается только после снижения частоты вращения ГД ниже определенного значения. После окончания пуска ГД на воздухе клапан *27* закрывается, стравливая воздух из ИМ *7* в атмосферу, а под действием пружины ИМ вал воздухораспределителя возвращается в положение «Вперед».

При подаче команды реверса с заданием среднего или полного хода, если частота вращения вала ГД в течение установленного времени сохраняется на уровне выше уставки нормального реверса (вследствие инерционности судна и работы гребного винта в турбинном режиме), автоматически, по сигналу от тахогенератора через *БЧВ* и *БПР* включается программа экстренного реверса. Отличие ее от программы нормального реверса в том, что вводятся более высокие уставки параметров начала реверса по частоте вращения отсечки пускового воздуха и пусковой топливоподачи. Кроме того, после достижения двигателем частоты вращения отсечки пусковой топливоподачи регулятор, переключаясь с режима слежения на режим регулирования, получает с *БПР* специальный сигнал уставки топливоподачи начала экстренного разгона (так называемую пусковую команду). С этого момента начинается вывод двигателя на заданный скоростной режим.

Система предусматривает аварийную остановку двигателя из рулевой рубки нажатием кнопки «Аварийная остановка» *АО*, через которую от отдельного источника энергии подается электропитание на ЭК *21*. Последний пропускает сжатый воздух в ИМ *15*, и вал ТНВД разворачивается на нулевую топливоподачу.

Аналогично происходит автоматическая остановка ГД по сигналу от реле *2* давления при падении до определенного значения давления циркуляционного масла. Защита по давлению масла автоматически снимается при введении экстренной программы управления.

По сигналам реле *29* и *1* давлений срабатывает сигнализация о предельном снижении давления управляющего и пускового воздуха в системах. Сигнализация осуществляется также по всем видам защиты, при недопустимой частоте вращения, отказе работы ГД или системы ДАУ, неполном ее включении и прекращении питания.

При прекращении электро- или пневмопитания системы ДАУ, обрывах в цепях датчиков команд и обратной связи ИМ сохраняется прежний режим ГД (при восстановлении питания). В случае исчезновения основного электропитания происходит автоматическое переключение на резервный фидер.

Система ДАУ включается установкой рычага *30* механизма выключения в положение «Отключено», а переключателя рода работы *ТК* — в положение «Телеграф». При этом прекращается подвод сжатого воздуха к электромагнитным клапанам системы, а тормозной ИМ *10* переключается через клапан *«Или» 19* на управление с местного поста управления ГД. Одновременно выходной вал ИМ *13* автоматически уходит в положение максимальной топливоподачи, освобождая движение вала ТНВД при ручном управлении.

Схема позволяет переходить с ДАУ ГД на местное управление при работе двигателя на передний ход без изменения режима его работы, а при работе двигателя на задний ход — после установки топливного рычага *24* в положение «Стоп». Переход с местного управления на ДАУ производится на остановленном и среверсированном на передний ход или работающем на этот ход двигателе.

Проверку и настройку системы ДАУ можно выполнять как на стоянке, так и на ходу с помощью специального блока контроля, встроенного в шкаф управления. Перед настройкой колодку переключателя «Работа — контроль» на блоке контроля устанавливают в положение «Контроль». Значения уставок параметров выбирают из условий нормального функционирования данного ГД с учетом его технического состояния.

Система ДАУ комплекса ГД — ВРШ. Существуют системы ДАУ ГД — ВРШ, в которых каждому положению органа управления соответствует определенное сочетание частоты вращения и шага гребного винта. Однако эти установки неэкономичны и их можно считать морально устаревшими. В современных системах положение органа управления определяется сочетанием частоты вращения и нагрузки (крутящего момента) при изменении шага гребного винта. При этом обеспечивается с достаточной точностью требуемая скорость судна с наименьшим возможным удельным расходом топлива при различных нагрузках и условиях плавания судна и одновременное снижение возможной перегрузки ГД.

Так как в установках с ВРШ обычно применяют нереверсивные дизельные двигатели, то упрощается схема системы ДАУ (отсутствует канал управления реверсом). Однако появляется схема управления ВРШ, работающая совместно со схемой управления частотой вращения и нагрузкой ГД.

63. АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ГЛАВНЫМИ ПАРОТУРБИННЫМИ УСТАНОВКАМИ

Принцип простейшего дистанционного управления ГТЗА с прямой передачей мощности на ВФШ был рассмотрен в § 46. Новой ступенью автоматизации управления отечественных турбоходов является ДАУ комплекса ГТЗА — ВРШ судов типа «Кубань» (рис. 106). Значение упора ВРШ и его направление зависят от угла и направления разворота ло-

пастей, а также от частоты вращения гребного вала. Разворот лопастей ВРШ осуществляется гидравлическим механизмом изменения шага *МИШ*, а управление — воздействием на задатчик шага *ЗШ*. Заданный скоростной режим ГТЗА и гребного вала поддерживается регулятором частоты вращения *РЧВ*, включенным по всережимной схеме и воздействующим через маневровый клапан на подачу пара к *ТВД*. На задатчики *МИШ* и *РЧВ* можно воздействовать вручную с местных постов управления либо дистанционно.

В схеме предусмотрено дистанционное управление ВРШ и ГТЗА с ГПУ рулевой рубки судна или из ЦПУ машинного отделения, а в случае отказа ДАУ или при пуске ГТЗА из холодного состояния — раздельное дистанционное управление ГТЗА и ВРШ с пульта резервного управления *ПРУ* из ЦПУ. Для выбора поста управления и режимов работы комплекса переключают программы управления и режимы работы *ПУР* на пульте, расположенном в ЦПУ.

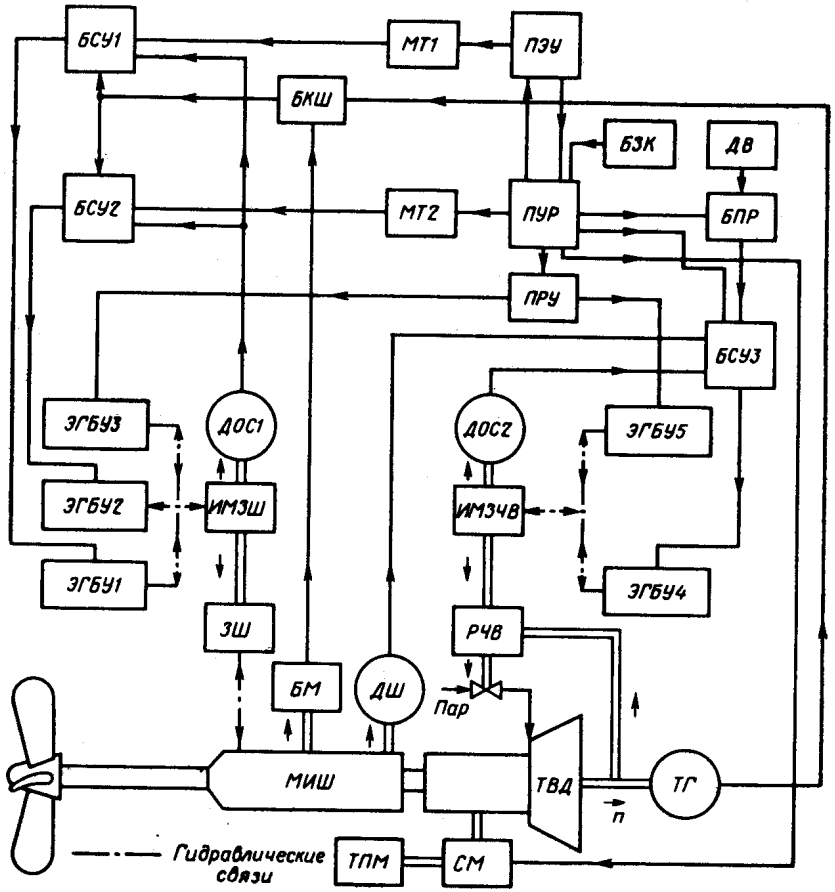


Рис. 106. Схема ДАУ комплекса ГТЗА — ВРШ турбохода «Кубань»

Система ДАУ может работать в режимах «Порт» или «Море». В обоих случаях изменяется разворот лопастей ВРШ, но для каждого режима существует своя постоянная уставка задания *РЧВ*. В режиме «Порт» эта уставка соответствует частоте вращения гребного вала 50 об/мин, а в режиме «Море» — 86 об/мин. В аварийных ситуациях предусмотрена экстренная остановка ГТЗА, а в режиме «Порт» — экстренное увеличение частоты вращения до 86 об/мин воздействием на соответствующие органы пульта экстренного управления *ПЭУ*, расположенного в ГПУ.

Во всех случаях управления (кроме ручного с местных постов) сохраняется одинаковый принцип воздействия на задатчики *МИШ* и *РЧВ*. Сущность этого принципа состоит в том, что от задатчиков постов управления электрические сигналы поступают на вход соответствующих электрогидравлических блоков управления *ЭГБУ*, управляющих в свою очередь подачей воды под давлением в полости гидравлических ИМ. ИМ задатчика шага *ИМЗШ* воздействует на *ЗШ* по сигналам от *ЭГБУ1* или *ЭГБУ2* при ДАУ из ГПУ или ЦПУ соответственно либо от *ЭГБУ3* при резервном управлении из ЦПУ. На уставку *РЧВ* воздействует ИМ задатчика частоты вращения *ИМЗЧВ* по сигналам от *ЭГБУ 4* при ДАУ или от *ЭГБУ 5* при резервном управлении.

Рассмотрим работу ДАУ из ГПУ в режиме «Порт». При установке переключателей *ПУР* в соответствующее положение, а рукоятки машинного телеграфа *МТ1* — в положение «Стоп» и после включения питания схемы на блок сравнения и усиления *БСУ3* подается пороговый электрический сигнал, соответствующий уставке 50 об/мин. В результате *БСУ3* подает питание на поляризованное реле *ЭГБУ4*, вызывая его срабатывание. Поршень *ИМЗЧВ* перемещается, воздействуя одновременно на уставку задатчика *РЧВ* и датчик обратной связи *ДОС2* до тех пор, пока сигнал *ДОС2*, поступающий в *БСУ3*, не компенсирует его входной управляющий сигнал, соответствующий уставке 50 об/мин. Получив задание, *РЧВ* воздействует на маневровый клапан, открывается подача пара, и ГТЗА разгоняется.

Принцип действия *РЧВ* и всережимного регулятора судов типа «София» (см. § 46) аналогичен. По достижении частоты вращения гребного вала 50 об/мин при нулевом шаге ВРШ подается сигнал о разрешении принятия нагрузки и маневрирования.

Для обеспечения движения судна рукоятку *МТ1* устанавливают в положение требуемого хода, и задатчик режима «Порт», встроенный в *МТ1*, подает соответствующий сигнал в *БСУ1*. Следящая электрогидравлическая система, состоящая из *БСУ1*, *ЭГБУ1*, *ИМЗШ* и *ДОС1*, пропорционально воздействует на *ЗШ* по аналогии с описанным. В свою очередь *ЗШ*, получив задание, через *МИШ* разворачивает лопасти ВРШ пропорционально уставке *ЗШ*, а следовательно, пропорционально уставке и ее знаку задатчика *МТ1*.

С переходом на режим управления «Море» по сигналу от *ПУР* *БСУ1* переключается на второй задатчик шага *МТ1*, обеспечивающий меньшие уставки задания шага ВРШ при тех же положениях рукоят-

ки телеграфа. Одновременно от *ПУР* через блок программного разгона *БПР* увеличивается уставка задания управляющего сигнала *БСУ3* от значения, соответствующего частоте вращения 50 об/мин, до значения, соответствующего 85 об/мин гребного вала. Изменяя передаточное отношение редуктора привода задатчика *БПР*, можно обеспечить время нарастания задания в указанном диапазоне скоростных режимов за 18, 35 или 70 мин.

Время вывода ГТЗА на скоростной режим полного хода выбирает оператор в зависимости от технического и теплового состояния установки. Если во время программного разгона возникает вибрация турбин, то по сигналу от датчика вибрации *ДВ* через *БПР* уменьшается задание частоты вращения до прекращения вибрации и затем блок отключается. *БПР* включает оператор из ЦПУ. Повторный разгон ГТЗА начинается с частоты вращения, при которой прекращается вибрация. После вывода ГТЗА на режим вращения гребного вала с частотой 85 об/мин программа разгона снимается, *БПР* возвращается в исходное состояние и дается разрешение на включение турбоприводных механизмов *ТПМ*, т. е. навешенных на ГТЗА электрического генератора и циркуляционного насоса.

Турбоприводные механизмы через соединительную муфту *СМ* подсоединяются к валу редуктора ГТЗА только в режиме управления «Море». Объясняется это тем, что для получения стандартной частоты тока 50 Гц в электрической сети необходимо поддерживать определенную частоту вращения якоря генератора и ротора турбины, соответствующую вращению гребного вала с частотой 86 об/мин. Однако гидравлический *РЧВ* турбины обладает значительной статической неравномерностью ($\delta = 15\ \%$) и при частичных нагрузках ГТЗА не может с достаточной точностью поддерживать частоту тока, вырабатываемого навешенным генератором.

Для обеспечения нулевой неравномерности предусмотрена коррекция задания *РЧВ* по истинному положению лопастей ВРШ. *МИШ* воздействует на датчик шага *ДШ*, который пропорционально развороту лопастей подает сигнал на вход *БСУ3*. В результате по определенной программе корректируется задание РЧВ через электрогидравлическую связь и *ИМЗЧВ*. Если нагрузка на ГТЗА растет выше номинальной при полностью открытом маневровом клапане и частота вращения гребного вала снижается до 84 об/мин, в работу вступает ограничитель нагрузки, уменьшающий шаг гребного винта. Эту функцию выполняет блок коррекции шага *БКШ* по сигналам от тахогенератора *ТГ* и блока микровыключателей *БМ*. При снижении частоты вращения вала до 84 об/мин *БКШ* формирует изменяющийся по пропорционально-интегральному закону корректирующий сигнал, поступающий в *БСУ1* и *БСУ2*. В результате корректируется шаг винта, заданная частота вращения вала поддерживается с нулевой неравномерностью, а в динамике обеспечивается достаточно высокая устойчивость АСР частоты вращения. При росте частоты вращения вала более 84 об/мин устанавливается номинальный шаг винта, а *БКШ* отключается.

Управление комплексом ГТЗА — ВРШ из ЦПУ ведется аналогично воздействием оператора на *МТ2* после переключения постов управления на *ПУР*.

При переходе на режим «Порт» автоматически отключается *ТПМ* и включается электроприводный циркуляционный насос, который включается также при переводе машинного телеграфа из положения «Полный вперед» в любое другое.

Если канал управления шагом винта обесточивается или исчезает давление рабочей воды в *ЭГБУ*, то ранее установленный шаг винта сохраняется. Аналогично сохраняется скоростной режим ГТЗА.

При срабатывании быстрозапорного клапана *БЗК* ГТЗА отключается питание задатчиков *МТ1* и *МТ2* , а лопасти ВРШ через обратную связь устанавливаются в нулевое положение.

На пульты управления ГПУ и ЦПУ выведена необходимая сигнализация, а также установлены приборы контроля шага винта и частоты вращения гребного вала.

64. АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ГЛАВНЫМИ ГАЗОТУРБИННЫМИ УСТАНОВКАМИ

Основными задачами автоматизации регулирования и управления судовых ГТУ являются: поддержание на установившихся режимах заданных значений регулируемых параметров; переход с одного установившегося режима на другой в минимальное время без превышения допустимых значений параметров; пуск с выходом на режим минимальной частоты вращения (холостой ход) и остановка; защита от выхода параметров за допустимые пределы, аварийная и предупредительная сигнализация; дистанционное автоматизированное управление комплексами ГТУ — ВФШ или ГТУ — ВРШ.

В качестве примера рассмотрим работу схемы автоматизации комплекса ГТУ — ВРШ газотурбохода «Парижская коммуна» (рис. 107). Основным видом вспомогательной энергии системы управления, регулирования и защиты является сжатый воздух, поступающий к элементам пневмоавтоматики от ТКВД *28* через воздухоохладитель и фильтр. Принцип действия всех пневмоэлементов основан на компенсации сил, действующих на их мембраны. Выходными звеньями пневмоэлементов являются шариковые усилители мощности.

На валу *11* пульта управления закреплены четыре кулака. Два из них (одинакового профиля) воздействуют на пневмозадатчики *20* и *22* газа, предназначенные для управления двумя двигателями спаренной ГТУ. Через выходной штуцер *21* пневмозадатчика *20* сигнал подается в схему регулирования второго двигателя. От положения кулака, действующего на задатчик *22*, зависит давление воздуха, подаваемого на вход мембранного регулятора расхода топлива *24*. Последний поддерживает заданное давление топлива перед форсунками *26*. В за-

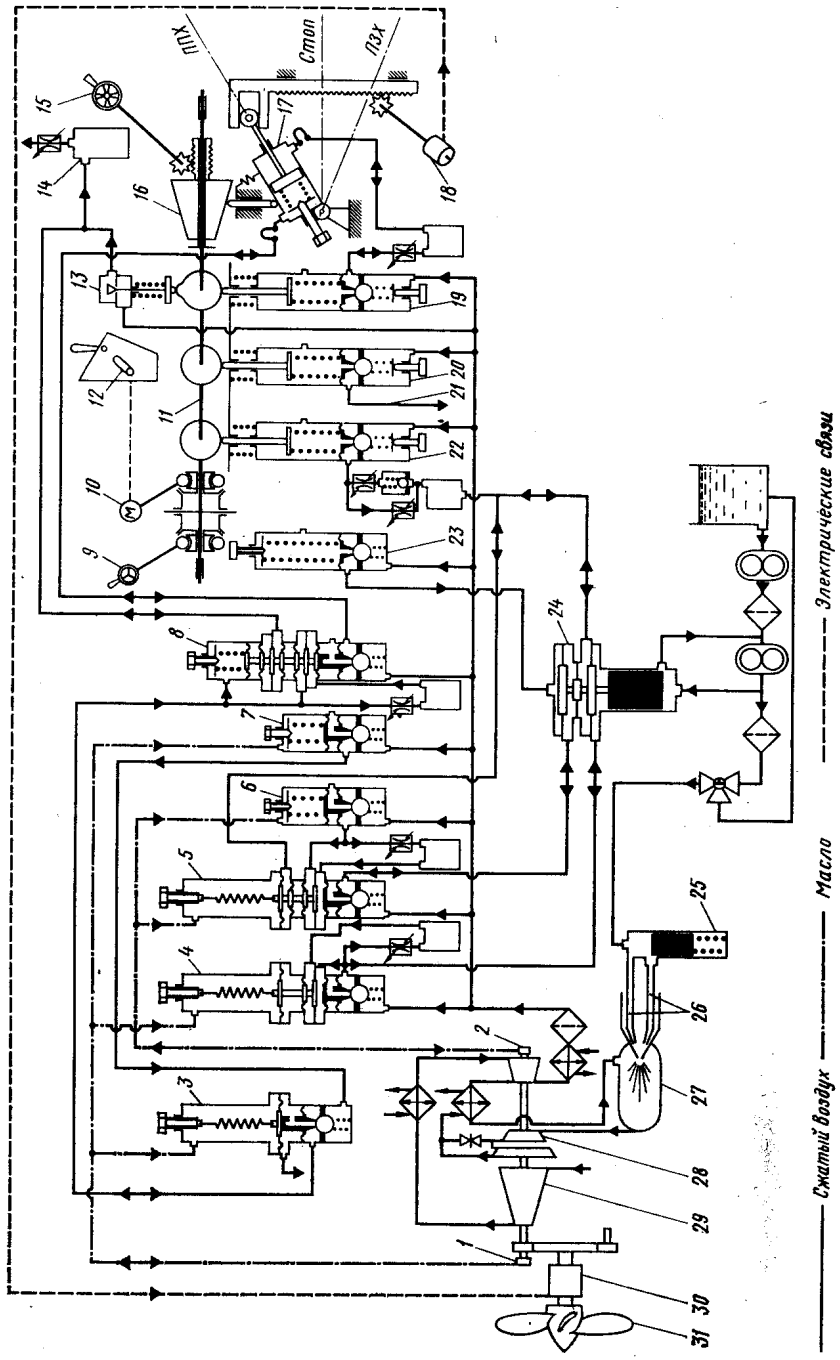


Рис. 107. Схема ДАУ комплекса ГТУ — ВРШ газотурбохода «Парижская коммуна»

висимости от этого давления распределительным клапаном *25* меняется подача топлива к соплам форсунок, чем обеспечивается качественное сжигание топлива в камере *27* при различных нагрузках ГТУ.

Одновременно воздух от задатчика *22* подается в полость задания преобразователя *5* всережимного пневмогидравлического регулятора *22* частоты вращения ТКВД. Третий кулак распределительного вала *11* воздействует на пневмозадатчик *19* настройки всережимного регулятора частоты вращения винта *31* регулируемого шага.

Частоту вращения ВРШ регулируют изменением мощности турбины и компрессора низкого давления *29*, а также изменением шага винта. Выходной вал ТКНД связан с датчиком частоты вращения (импеллером) *1*, нагнетающим масло под давлением в измерительную полость преобразователя *7*. Выходной сигнал преобразователя в виде давления воздуха поступает через усилитель импульса *3* в измерительную полость пропорционально-дифференциального блока *8*. Выходное давление блока *8* создает усилие на поршне задатчика шага *17*. Это усилие, складываясь с силой действия пружины, на установившемся режиме уравновешивается силой действия давления от задатчика *19*. Поршень неподвижен, а его выходной шток через шестеренный привод удерживает в определенном положении электрический задатчик шага *18*. По сигналу от задатчика *18* механизм *30* изменения шага удерживает лопасти винта в заданном положении.

При изменении нагрузки на ВРШ изменяется частота его вращения, а по сигналу от импеллера *1* действуют звенья *3*, *7*, *8* и меняется давление в левой полости задатчика шага *17*. В нем нарушается равновесие сил и воздействие, направленное в сторону его восстановления, передается через задатчик *18* на механизм *30*. Так, при оголении ВРШ в штормовых условиях выдвигается шток задатчика *17* и увеличивается шаг винта. С ростом нагрузки регулятор оказывает обратное действие, т. е. изменением разворота лопастей ВРШ стабилизирует заданную частоту вращения в пределах своей неравномерности.

Применение пропорционально-дифференциального блока *8* и усилителя *3* импульса позволяет увеличить быстродействие системы благодаря тому, что регулятор реагирует не только на изменение, но и на ускорение частоты вращения ВРШ. Одновременно при изменении частоты вращения по сигналам от импеллера *1* через ограничительный регулятор *4* частоты вращения ТКНД, выходной сигнал которого в виде давления воздуха подается на регулятор расхода топлива *24* изменяется топливоподача. Аналогично по сигналу от импеллера *2* через преобразователи *6* и *5* ограничительного регулятора передается воздействие на регулятор расхода топлива *24* в случае изменения частоты вращения ТКВД *28*.

При среднем положении кулачкового вала *11* газотурбинная установка работает на холостых оборотах, а лопасти ВРШ находятся в нулевом положении. Мощность установки и скоростной режим движения судна изменяют из ЦПУ воздействием на рукоятку *9* «Винт — газ», механически связанную с кулачковым валом *11*. С разворотом ва-

ла через кулаки воздействие передается на задатчики частоты вращения *19*, *20* и *22*, а через кулак задания шага (коноид) *16* — на задатчик шага *17*. При этом регулируется подача топлива и изменяется шаг винта в рассмотренной последовательности. Дистанционное воздействие на кулачковый вал производится из рулевой рубки с помощью электромеханической связи, состоящей из датчика команд *12* и электропривода *10*.

Введение блока коррекции по ускорению частоты вращения ТКНД *8* и усилителя импульса *3* позволяет также уменьшить вероятность возникновения помпажных явлений компрессоров при изменении режимов работы установки на средних и малых ходах. С этой целью установлены клапан *13* подачи воздуха с баллоном *14*, обеспечивающие задержку перекладки лопастей ВРШ при установке кулачкового вала в положение «Стоп» (холостого хода) либо при прохождении кулачкового вала через это положение.

Корректировать шаг ВРШ можно вручную маховиком *15*, а подачу топлива — задатчиком *23*. При статической настройке звеньев системы изменяют предварительное затяжение подстроечных пружин блоков, а при динамической — проходные сечения дроссельных клапанов на импульсных магистралях.

65. АВТОМАТИЗАЦИЯ СУДОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Общие сведения. Современные суда морского флота оборудованы электростанциями переменного тока. Активная мощность электрической сети в сумме с механическими и тепловыми потерями мощности в генераторах составляет нагрузку их приводных двигателей. Номинальная мощность приводного двигателя (дизеля, паровой или газовой турбины) должна быть больше номинальной нагрузки генератора для обеспечения необходимого качества поддержания напряжения и частоты тока в сети. Напряжение регулируется средствами электроавтоматики изменением тока возбуждения генератора.

Частота переменного тока в сети

$$f = in/60,$$

где i — число пар полюсов генератора;
n — частота вращения вала генератора.

Следовательно, для стабилизации частоты тока в сети необходимо поддерживать в определенных пределах частоту вращения вала приводного двигателя. По требованиям Регистра СССР степень неравномерности АСР частоты вращения приводного двигателя генератора переменного тока не должна превышать 5 %. Нестабильность поддержания частоты вращения при изменении нагрузки 25—100% номинальной не должна превышать 1 %. При 100 %-ном сбросе или увеличении нагрузки динамический заброс частоты вращения не должен превышать 10 %, а время переходного процесса должно быть не более 5 с.

Если на сеть работает один генераторный агрегат, то регулятор выполняет только одну задачу — поддерживает заданную частоту вращения. Функции регуляторов расширяются, если генераторные агрегаты работают на сеть параллельно. Особенно это сказывается при параллельной работе агрегатов с синхронными генераторами переменного тока. Электрически связанные генераторы вращаются синхронно (с одинаковой частотой), а нагрузка и частота вращения каждого агрегата зависят от взаимного расположения статических характеристик АСР и суммарной активной мощности приемников. В этом случае регуляторы частоты вращения участвуют в стабилизации частоты вращения и распределении активной нагрузки между агрегатами. Причем необходимо, чтобы активная нагрузка была распределена между генераторами пропорционально мощности их приводных двигателей.

С позиции повышения динамической устойчивости АСР и равномерности распределения нагрузки между параллельно работающими агрегатами следует увеличивать их статизм. Однако это снижает статическую точность поддержания частоты вращения и частоты тока в сети при различных значениях нагрузки и неизменной настройке регуляторов. Поэтому при параллельной работе агрегатов рекомендуется настройка АСР на статическую неравномерность 2—4 %.

Параллельная работа ГА переменного тока одинаковой мощности и распределение нагрузки между ними (рис. 108, *а*). Первый агрегат с постоянной настройкой АСР приводного двигателя работает по статической (регуляторной) характеристике R_1, поддерживая заданную частоту тока f в сети при различных значениях нагрузки в пределах неравномерности АСР.

Предположим, активная нагрузка P_1 этого генератора составляет 75—85 % номинальной, а частота тока — f_1 в сети, что соответствует установившемуся режиму в точке A. Если предполагается дальнейший рост нагрузки, то во избежание перегрузки агрегата необходимо ввести в параллельную работу второй агрегат и распределить нагрузку между ними поровну. Для этого запускают приводной двигатель второго агрегата и в случае необходимости корректируют напряжение его генератора до нужного уровня. Затем с ГРЩ воздействуют на органы управления синхронизацией второго агрегата (кнопки или переключатель «Больше — меньше»). По их сигналу через электрический ИМ (реверсивный электродвигатель) изменяют уставку задания регулятора таким образом, чтобы частота тока генератора совпала с частотой тока f_1 в сети. Это соответствует регуляторной характеристике R_1' АСР второго агрегата.

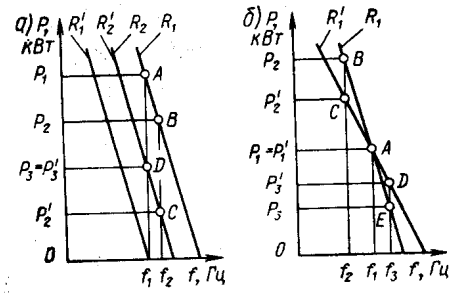


Рис. 108. Статические характеристики АСР генераторных агрегатов равной мощности работающих параллельно

В момент совпадения фаз тока по синхроноскопу второй генератор подключают к сети и приступают к выравниванию активных нагрузок генераторов. Для этого воздействием на орган управления синхронизации второго агрегата (кнопку «Больше») увеличивают уставку задания регулятора приводного двигателя, что приводит к параллельному смещению регуляторной характеристики R_1' в положение R_2'. В результате увеличения крутящего момента второго приводного двигателя (из-за увеличения подачи топлива или пара) возрастает общая частота вращения агрегатов и частота тока в сети до значения f_2. Это приводит к смещению нагрузочной характеристики в положение BC и перераспределению прежней нагрузки P_1 между генераторами: P_2 — для первого и P_2' — для второго. Дальнейшее увеличение уставки задания регулятора второго агрегата может привести к значительному отклонению частоты тока в сети от номинальной. Поэтому для последующего выравнивания нагрузок между агрегатами следует уменьшать уставку задания регулятора первого агрегата (нажатием кнопки «Меньше»).

После совмещения регуляторных характеристик R_2' и R_2 первоначальная нагрузка P_1 первого агрегата разделяется между обоими агрегатами поровну ($P_3 = P_3'$), а частота тока в сети достигает начального значения f_1. Как следует из графика, с изменением суммарной нагрузки нагрузка между агрегатами распределяется поровну, а частота вращения двигателей и частота тока в сети изменяются в пределах степени неравномерности АСР.

Из изложенного следует, что для равномерного распределения нагрузки между ГА одинаковой мощности необходимо, чтобы степени неравномерности их АСР имели одинаковые значения, а регуляторные характеристики были совмещены.

Если регуляторные характеристики имеют различный наклон (различные неравномерности АСР), то равномерное распределение нагрузки возможно только в одной точке A (рис. 108, *б*) — пересечения регуляторных характеристик R_1 и R_1'. С увеличением нагрузки бóльшую ее часть берет первый агрегат с меньшей неравномерностью. Это может привести к его перегрузке и отключению от сети вследствие срабатывания защиты генератора по максимальной мощности. С уменьшением общей нагрузки первый агрегат, начиная с точки A, берет меньшую нагрузку, что может привести к переходу его генератора в двигательный режим работы и отключению от сети при срабатывании защиты по обратной мощности.

В средствах автоматики современных судовых электростанций может быть предусмотрена автоматическая корректировка распределения активной нагрузки между параллельно работающими агрегатами по сигналам рассогласования нагрузки, распределенной между генераторами. При этом воздействие передается через ИМ задания регуляторов приводных двигателей. Однако корректировка производится довольно медленно и резкое изменение нагрузки при разном наклоне

регуляторных характеристик может привести к значительным рассогласованиям нагрузки.

Степень рассогласования (%) *нагрузки* параллельно работающих ГА проверяют при отключенной автоматической коррекции и неизменной настройке регуляторов в диапазоне изменения нагрузки установки 20—100 % номинальной и определяют для каждого агрегата:

$$\theta = \left(\frac{P_k}{P_{k\text{н}}} - \frac{\Sigma P_i}{\Sigma P_{i\text{н}}} \right) 100, \qquad (51)$$

где P_k, $P_{k\text{н}}$ — истинное и номинальное значения активных нагрузок испытуемого генератора;

ΣP_i, $\Sigma P_{i\text{н}}$ — суммарные истинные и номинальные значения активных нагрузок параллельно работающих генераторов (в том числе испытуемого).

Рассогласование нагрузок, определенное по этому выражению, не должно превышать 10 %. Причем распределение их должно быть таким без ручного регулирования частоты вращения приводных двигателей и напряжения генераторов. Для определения степени рассогласования нагрузки вначале нагружают параллельно работающие агрегаты в одинаковой степени, затем изменяют нагрузку сети (включением или отключением нескольких приемников) и по данным ваттметров ГРЩ определяют истинные значения нагрузок P_k и ΣP_i. Значения $P_{k\text{н}}$ и $P_{i\text{н}}$ берут из паспортных данных генераторов. Полученные значения нагрузок подставляют в выражение (51) и определяют истинное значение степени рассогласования нагрузки для каждого агрегата, а затем сравнивают его с допускаемым значением.

Параллельная работа ГА переменного тока разной мощности. Если в состав электростанции входят генераторы с разной номинальной мощностью, то их параллельную работу следует рассматривать в координатах, где нагрузка отложена в относительных величинах $P/P_{\text{н}}$ (рис. 109). Оптимальной настройкой АСР является такая, при которой регуляторные характеристики R_1 и R_1', имея одинаковый наклон (одинаковая степень неравномерности АСР), совмещаются. В этом случае при различных нагрузках сети активная нагрузка генераторов будет распределяться пропорционально мощностям приводных двигателей.

Указанная пропорциональность изменяется с нарушением равенства неравномерностей АСР, что соответствует расположению характеристик R_1 и R_2' или R_1 и R_3'. Самым неблагоприятным является вариант, при котором агрегат меньшей мощности обладает меньшей статической

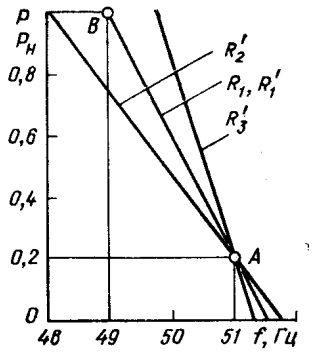


Рис. 109. Статические характеристики АСР генераторных агрегатов различной мощности, работающих параллельно

неравномерностью. Тогда с ростом нагрузки сети он будет брать бóльшую ее часть и может быть перегружен, несмотря на наличие общего запаса мощности параллельно работающих агрегатов. В этом случае степень рассогласования нагрузки агрегата меньшей мощности, определяемая по формуле (51), будет принимать положительные значения. В условиях эксплуатации желательно таким образом настраивать АСР, чтобы для агрегатов меньшей мощности степень рассогласования нагрузки принимала нулевое либо отрицательное значение. Второе условие соблюдается, если степень неравномерности АСР большего по мощности агрегата ниже, чем меньшего.

Для более полного использования мощности утилизационной установки при параллельной работе генераторов устанавливают меньшую степень неравномерности АСР турбогенератора, чем дизель-генератора. Тогда бóльшая доля нагрузки будет восприниматься турбогенератором.

В случае снижения паропроизводительности котла нагрузки перераспределяют, воздействуя на синхронизатор турбогенератора вручную с ГРЩ либо автоматически по сигналу от специального корректора нагрузки, получающего импульс по давлению пара перед турбиной.

Снятие регуляторных характеристик в судовых условиях. Подготовленный к принятию нагрузки испытуемый ГА вводят в параллельную работу, устанавливая его нагрузку 10—20 % номинальной, а частоту тока в сети — 51 Гц (см. рис. 109). Затем, не воздействуя на органы настройки и синхронизации испытуемого агрегата, постепенно нагружают его, действуя на орган синхронизации второго агрегата в сторону «Меньше». При каждом изменении нагрузки на 20 % измеряют активную мощность (по ваттметру ГРЩ) и соответствующую частоту тока (по частотомеру). Нагрузку повышают до номинального или близкого к ней значения мощности испытуемого генератора. Опыт повторяют при снижении нагрузки и по полученным данным строят в выбранном масштабе регуляторную характеристику. Полученную линию продлевают до ее пересечения с ординатой номинального значения нагрузки и осью абсцисс (частоты тока в сети). Разность частот при нулевой и номинальной нагрузках дает значение статической неравномерности по частоте тока ($f_{max} - f_{min}$). Разделив полученное значение на номинальное значение $f_н$ частоты тока, получим степень неравномерности δ.

Например, для характеристик R_1 и R_1' частота тока при нулевой нагрузке составляет 51,5 Гц, а при номинальной нагрузке — 49 Гц. Тогда

$$\delta = \frac{f_{max} - f_{min}}{f_н} 100 = \frac{51{,}5 - 49}{50} 100 = 5\,\%,$$

что является допустимым по требованиям Регистра СССР.

Аналогично на том же графике строят регуляторные характеристики других агрегатов и сравнивают их. Для подгонки статических неравномерностей АСР изменяют неравномерности регуляторов, воздействуя на соответствующие органы (изменяют действие ЖОС, приведенную жесткость пружин измерителей и т. д.).

Действительные регуляторные характеристики АСР могут быть *нелинейными* (иметь кривизну) вследствие свойств регуляторов и ИО, что также приводит к рассогласованию нагрузок в различных диапазонах рабочих режимов АСР. Рассогласование нагрузок возрастает с ростом нечувствительности АСР из-за увеличения зазоров и сил сухого трения в ее звеньях. По мере изнашивания двигателя и звеньев АСР также изменяются положение и форма регуляторных характеристик при одних и тех же уставках настроечных органов регуляторов, поэтому следует периодически проверять, а при необходимости подстраивать АСР.

На установившихся режимах при параллельной работе генераторных агрегатов и постоянной общей нагрузке сети могут возникать *обменные колебания мощности агрегатов*. Максимальная амплитуда обменных колебаний мощности при параллельной работе ГА переменного тока не должна превышать 12,5 % номинальной мощности каждого агрегата.

Причины обменных колебаний мощности могут содержаться как в самих ОР, так и в регуляторах. Прежде всего следует проанализировать работу ОР и их топливо- или парорегулирующей аппаратуры.

Если при последовательном отключении регуляторов частоты вращения от приводных двигателей (установке РО на неподвижный упор) обменные колебания мощности сохраняются, то причину следует искать в самом ОР. Наиболее вероятной причиной таких колебаний во всех установках может быть обрыв уравнительных токовых цепей генераторов, а в дизель-генераторных установках — и неравномерное распределение мощности по цилиндрам двигателя. Во втором случае следует проверить работу топливной аппаратуры и регулирование системы газораспределения дизеля, так как это наиболее часто встречающиеся источники обменных колебаний мощности при параллельной работе дизель-генераторов.

Если при стабилизации РО колебания исчезают, то причину следует искать в линии связи РО с регулятором, в самом регуляторе или его приводе. Прежде всего производят раздельную статическую и динамическую настройку АСР генераторных установок по изложенной методике. Затем проверяют динамическую устойчивость агрегатов при параллельной работе. При необходимости корректируют динамическую устойчивость комплекса, не меняя статизма агрегатов. Если для увеличения устойчивости комплекса нужно увеличить статизм одного из агрегатов, то после этого следует увеличить в допускаемых пределах статизм других агрегатов в той же степени.

Турбины и дизели с синхронными генераторами переменного тока как объекты регулирования существенно различаются своими свойствами даже при одинаковой номинальной мощности. Они обладают различными инерционными свойствами и саморегулированием (см. § 14, рис. 28, *б*). Так как ТГ имеют сравнительно большую инерционность

и положительное саморегулирование, для обеспечения требуемого качества переходного процесса в их регуляторах частоты вращения непрямого действия достаточно применение только ЖОС. В целях повышения устойчивости АСР дизель-генераторов в их регуляторы непрямого действия наряду с ЖОС необходимо вводить ИОС. Особенно это характерно для ДГ с отрицательным саморегулированием и при наличии наддува приводного двигателя. Вследствие меньшей инерционности ДГ их регуляторы должны обладать большим быстродействием в сравнении с регуляторами ТГ. Из изложенного следует, что настройка АСР дизель-генераторов сложнее, чем АСР турбогенераторов.

Генераторными установками судовых электростанций управляют вручную либо автоматически. В зависимости от степени автоматизации установки число операций по управлению электростанцией может быть различным.

Современные судовые электростанции оборудуют средствами автоматизации, которые выполняют следующие основные функции: подготовку пуска и поддержание горячего резерва приводных двигателей генераторов; пуск резервных агрегатов и выдачу энергии в сеть при обесточивании судна за время не более 30 с; пуск резервного агрегата, синхронизацию и распределение нагрузки при предельной нагрузке работающего агрегата; поддержание на заданном уровне частоты тока в сети; защиту от механических и электрических перегрузок агрегатов; вывод из работы и остановку агрегатов по мере снижения нагрузки сети до установленных пределов; поочередное программное отключение менее важных приемников электрической энергии при недостатке мощности электростанции; исполнительную, предупредительную и аварийную сигнализацию по основным параметрам.

66. КОМПЛЕКСНАЯ АВТОМАТИЗАЦИЯ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Современный этап развития автоматизации СЭУ и систем отечественного и мирового транспортного флота характеризуется совершенствованием локальных средств автоматизации и активным внедрением комплексных систем управления с использованием микропроцессорной техники, мини- и микроЭВМ.

Отечественные теплоходы с малооборотными ГД, начиная с 1973 г., оснащены комплексом АСУ типа «Залив», по объему автоматизации соответствующим знаку А2 в символе класса судна Регистра СССР.

Созданы аналогичные комплексы АСУ «Тропик» для судов типа «Капитан Смирнов» с ГТУ и АСУ «Пролив» для судов типа «Кубань» с ПТУ и ВРШ. На современных атомных ледоколах установлены еще более развитые комплексы АСУ типа «Север».

Начиная с танкера «Победа», устанавливается более современный комплекс АСУ второго поколения «Залив-М», выполненный на современной элементной базе. Он состоит из группы специализированных

по функциональному назначению АСУ и контроля: «Шипка-М» — для контроля технических средств, «Ижора-М» — для управления электроэнергетической установкой, «Прибой-1» — для управления вспомогательными механизмами МО, «Нарочь-М» — для управления механизмами общесудовых систем, «Ильмень-М» — для дистанционного управления перегрузочными операциями наливных судов, «Виктория-М» — для управления механизмами судовой системы инертных газов, «Тангенс» — для централизованного питания систем комплекса.

Вместе с комплексом «Залив-М» на судах устанавливают системы ДАУ ГД из рулевой рубки и другие средства автоматизации. Дизели, служащие приводами электрогенераторов, оборудуют не только регуляторами частоты вращения, но и другими автоматическими устройствами.

Исходя из объема операций, выполняемых автоматически, и продолжительности безвахтенной работы, автоматизированные двигатели имеют различную степень автоматизации.

При первой степени автоматизации должны обеспечиваться автоматическое регулирование основных параметров (частоты вращения вала, температуры охлаждающей воды и масла), а также АПС и защита. Время безвахтенной работы СЭУ должно быть не менее 4 ч.

Вторая степень автоматизации, кроме того, что предусмотрено первой, обеспечивает автоматизированный пуск и остановку, ДАУ группы дизелей при времени безвахтенной работы не менее 16—24 ч. При этом дизели оборудуют системами автоматизированного прогрева, периодической смазки и удаления влаги, которые обеспечивают поддержание в постоянной готовности резервных ДГ.

На двигателях с третьей степенью автоматизации в дополнение к требованиям второй степени автоматизации должно быть автоматизировано: пополнение топливных, масляных, водяных цистерн и воздушных пусковых баллонов; управление вспомогательных агрегатов, обслуживающих двигатель. Время безвахтенной работы СЭУ должно составлять 150 ч (для двигателей мощностью свыше 110 кВт).

При четвертой степени автоматизации добавляется возможность комплексного управления СЭУ посредством управляющих машин с применением СЦК.

На современных судах ДГ электростанции имеют вторую или третью степень автоматизации. Переход на четвертую степень автоматизации будет происходить по мере внедрения в автоматизацию СЭУ ЭЦВМ и расширения их функций.

Важной составляющей комплексной автоматизации СЭУ является техническое диагностирование объектов управления. Принцип технического диагностирования заключается в сопоставлении фактических параметров ОУ или их комплексов с эталонными. Эталонные параметры получают опытным или расчетным путем для исправного и хорошо отрегулированного объекта управления. Разность фактических и эталонных параметров служит диагностическим симптомом появле-

ния отказа. На основе результатов исследования ОУ составляют группы диагностических симптомов для типовых отказов, которые позволяют практически реализовать техническое диагностирование.

Эффективность процесса диагностирования достигается применением электронных систем, в состав которых входят датчики, преобразователи сигналов, микропроцессоры, средства отображения информации и устройства ее ввода и вывода. Использование ЭЦВМ, имеющих значительную память, позволяет ввести большое число эталонных характеристик и диагностических сигналов, увеличивающих возможности диагностических систем.

Система диагностики дизеля, изготовленная шведской фирмой ASEA, состоит из отдельных каналов или подсистем обработки информации: измерения давления газов в цилиндре двигателя; измерения степени износа втулок цилиндров; определения состояния поршневых колец; измерения и контроля тепловой напряженности цилиндровых втулок и крышек. На экране электронно-лучевого осциллографа можно наблюдать индикаторные диаграммы процессов по отдельным цилиндрам и совмещать их, а также видеть форму и амплитуды сигналов от датчиков состояния поршневых колец. Значения контролируемых параметров (среднего индикаторного и максимального давления газов в цилиндрах, износ втулок цилиндров, температуры втулок и крышек и т. д.) определяют по стрелочным КИП, а в случае предельных отклонений от номинальных значений срабатывает АПС. Полученная информация может поступать в ЭЦВМ для автоматического диагностирования состояния двигателя в целом.

Системы технической диагностики постоянно совершенствуются и развиваются на основе современной элементной базы электронной и вычислительной техники.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Материалы XXVII съезда Коммунистической партии Советского Союза. М.: Политиздат, 1986. 352 с.

Барласов Б. З., Ильин В. И. Наладка приборов и систем автоматизации. М.: Высшая школа, 1985. 304 с.

Власенко А. А., Стражмейстер В. А. Судовая электроавтоматика. М.: Транспорт, 1983. 386 с.

Исаков Л. И., Кутьин Л. И. Комплексная автоматизация судовых дизельных и газотурбинных установок. Л.: Судостроение, 1984. 367 с.

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

Онасенко В. С. Автоматизация судовых энергетических установок (Регулирование и управление). М.: Транспорт, 1981. 272 с.

Сыромятников В. Ф. Автоматика как средство диагностики на морских судах. Л.: Судостроение, 1979. 312 с.

Чеблаков Ю. П. Автоматизированное управление судовыми дизелями. М.: Транспорт, 1980. 135 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

В указатель включены основные понятия, научные и технические термины, содержащиеся во всей книге, кроме аннотации, списка литературы и оглавления.

Материал расположен в алфавитном порядке по принципу «буква за буквой». Понятия сгруппированы в рубрики и подчиненные им подрубрики с применением правил инверсии в тех случаях, когда на первое место необходимо вывести наиболее значимое слово. Например, термин «Перепад давлений» следует искать на слове «Давлений перепад», «Время изодрома» — на слове «Изодрома время» и т. д. Инверсия не применяется, если термин представляет собой неразложимое словосочетание или если смысловой акцент падает стилистически на первое слово. Например, «Автоматизированная система управления», «Измерительные устройства» и т. д.

В указателе знаком тире заменено каждое повторяющееся слово рубрики или подрубрики, включая предлоги.

Применяемые в указателе сокращения (аббревиатуры): АСР, ВРШ, ГА, ГД, ГТЗА, ГТУ, ДВС, ИМ, ИО, МИШ, РЧВ, ТВД, ТНВД, ТНД, ЦПУ, ЧЭ. Расшифровку обозначений см. в начале книги (с. 3).

Автоматизации база 4
Автоматизация вспомогательных и утилизационных котлов 142, 143
— главных газотурбинных установок 249
— — двигателей 237
— — паротурбинных установок 245
Автоматизация дизельной установки 178
контроль давления воды и масла 182
регулирование температуры перепуском среды 179, 180
— — способом обвода 181
система централизованного контроля 178
терморегулирование 178
— дросселирование 179
— статическая характеристика 180
установка регулятора астатического 180
— — статического 181
Автоматизация компрессорных установок 112
— — — теплохода «Новомиргород» 113, 114
Автоматизация котлоагрегата типа КАВ 147
питание водой 148
поддержание давления пара 148
применяемые топлива 149
— — вязкость 150
— — легкое 149
— — тяжелое 149
топливосжигание 148
Автоматизация морского транспорта 4
Автоматизация палубных механизмов 121
швартовных 124
— лебедки 124
— якорных 121
— дистанционное управление 121, 122, 123
Автоматизация полная 41
— паротурбинной установки 163
— сепаратора типа «Альфа Лавиль» 207—209
— системы питания котлов водой 130
— — подготовки топлива и масла 199
— — пожаротушения 118, 120
Автоматизация судовой электростанции 252
обманные колебания мощности агрегатов 257
параллельная работа ГА переменного тока мощности одинаковой 253
— — — — — — разной 255
— — — — корректировка распределения нагрузки 254
— — — — статические характеристики 253
— — — — степень рассогласования нагрузки 255
регуляторные характеристики 257
— — нелинейные 257
— — снятие 256
стабилизация частоты тока в сети 252
функции средств автоматизации 258
Автоматизация судовых систем:
балластной танкеров 112
грузовой 108
— танкеров 112
осушительной 108
санитарной 106
сжатого воздуха 110
теплохода «Варнемюнде» 109, 111
— «Новгород» 109, 110
топливно-балластной 108
Автоматизация СЭУ 258
комплексная 258
— система диагностики дизеля 260
— степени автоматизации 259
требования 4
Автоматизация топливосжигания в котлах:
типа КАВ 148
турбохода «Кубань» 139
— — дистанционное управление давлением пара 142
— — защита котла 141
— — контроль положения ИО 142
— — расшифрованная сигнализация в ЦПУ и МПУ 142
— «София» 135
— — качество 138
Автоматизация топочного агрегата «Монарх» 143
защита 147
настройка 147
позиционное регулирование давления пара 143
программный механизм 144
режим работы 144
схема 145
Автоматизация турбин:
вспомогательной 174
— защита 174
— регулируемые параметры 174
— турбогенератор ТД600 174—176
— — защита 177
главной 167, 168
— защита по вакууму 172
— — — маслу 172
— — — предельной частоте вращения ротора ТВД 173
— — — — — — — ТНД 172
— пуск ГТЗА 169
— — — на передний ход и вывод на требуемый скоростной режим 170
— в штормовых условиях 171
— при сильном волнении моря 171
реверсирование ГТЗА 171
экстренная остановка 173
Автоматизация устройств кренования 125
система «Интеринг» 125—127
— — в штормовых условиях 126
— — режим кренования 126
Автоматизация утилизационного котла теплохода «Новгород» 153, 154
настройка АСР на заданное давление пара 158
неравномерность АСР 158
переход на автоматическое поддержание давления пара 156
позиционера настройка 156
— повышенная нечувствительность 156
регулирование давления пара 154, 155
— — — ручное управление 154
— уровня воды 153
усилитель мощности 157
установившийся режим работы АСР 157
устройство типа инвертирующего 158
— — синфазного 158
электромеханическая система многопозиционного действия 159
Автоматизация утилизационного котла теплохода «Инженер Мачульский» 159, 160
настройка системы 162
режим автоматический 161
— установившийся 159
сброс пара 159
Автоматизированная система управления 39
локальная 39
— автоматическая система регулирования 39
функции 39
— программная 39
— следящая 39
— стабилизирующая 39
Автоматика 4
— технические средства 38

Автоматическая система регулирования 6, 39
астатическая 43
возмущение 7
входные и выходные величины 41
динамические свойства 43
задачи 41
замкнутая 8
классификация 40
— по виду регулируемого параметра 40
— — — — — действия непрямого 40
— — — — — — прямого 40
— — закону регулирования 40
— — значению статической неравномерности 40
— — — — — астатическая 40
— — — — — статическая 40
— — воздействию на регулирующий орган 40
— — — — — — действия непрерывного (аналогового) 40
— — — — — — позиционного (дискретного) 40
— — числу регулируемых параметров 40
— — — — — многоимпульсная 40
— — — — — одноимпульсная 40
неравномерность астатическая 43
— статическая 43
— степень 43
нечувствительность 43
— зона 43
— степень 43
переходный процесс 44
простейшая 6
регулируемого параметра динамический заброс 44
— — нестабильность 44
режим работы динамический 7
— — — переходный 7
— — статический (установившийся) 6
статические характеристики 42
Автоматическая система регулирования с И-регулятором:
действия непрямого 64
— — астатическая позиционного действия 67
— — изменение нагрузки 65
— — применение 69
— — установившийся режим 65
— — устойчивость 65
— прямого 56, 57
— — динамическая устойчивость 59, 60
Автоматическая система регулирования с П-регулятором:
действия непрямого 69, 70
— — настройка 74
— — неравномерность отрицательная 74
— — — положительная 74
— — с жесткой обратной связью 69
— — уравнения динамики 71—73
— прямого 60, 61
— — динамическая устойчивость 63
— — настройка 62
— — работоспособность 63
— — степень неравномерности 62
Автоматическая система регулирования с ПИ-регулятором 74
графики переходных процессов 75, 80
настройка 80
неравномерность нулевая 77
— положительная 81
объект регулирования 75
регулируемый параметр 75
уравнения динамики 77
установившийся режим 76, 77
Автоматическая система регулирования статическая 43
— — — статические свойства 42
— — — — характеристики 42
— — — топливосжигания 134, 135
— — — — действия параллельного 135
— — — — — последовательного 135

Возмущение системы 7

Газоанализатор 101, 102
Геркон 99

Давление пара в котле 134
— — — — контроль 150
Давлений перепад 16
измерение 16
— датчик мембранный 16
— — сильфонный 16
Датчик 9
Датчик давления:
линейный 13
мембранный 10, 11
нелинейность несущественная 13
— существенная 13
нечувствительность 14
— зона 14
перепада давлений 16
сильфонный 14
— изготовление 14
— применение 15
— схема действия 15
статическая неравномерность звена 12
статические характеристики 12, 13
статический 12
степень неравномерности звена 12
трубчатый 15
Датчик крутящего момента кольцевой 101
— — — крестовый 100
Датчик температуры 18
биметаллический 20
дилатометрический 20
механический 18
— жидкостный 18, 19
с твердым наполнителем (объемный) 19
схемы действия 19
термоманометрический 20
— газовый 21
— парожидкостный 20
электрический 21
— терморезистор 21
— термоэлектрический (пирометр) 22
Датчик уровня жидкости 16
мембранный 16, 17
поплавковый 16
схемы действия 17
термогидравлический 17, 18
Датчик частоты вращения 22
гидравлический 24
— чувствительный элемент 24
механический (центробежный) 22, 23
схемы действия 24
электрический 24
электронный 25
— индукционный 25
— частотомер 25
Демпфирующее звено 57
Детектор масляного тумана 119
Дистанционное автоматизированное управление двигателем:
главным 234
— классификация 237
— функции 237
реверсивным 238
Дистанционное автоматизированное управление комплексом:
ГД — ВРШ 245
ГТЗА — ВРШ 245, 246
— воздействие на задатчики МИЩ и регулятора частоты вращения 247
— действие регулятора частоты вращения 247
— из ЦПУ 249
ГТУ — ВРШ 249, 250, 251
— блок коррекции 252
Дистанционное автоматизированное управление типа «Зенит» 239
включение 240, 245
выполнение заданной команды 242
— — — реверса 244
защита по давлению масла 244
ограничение нагрузки 243
остановка ГД 244
параметры настройки логических блоков 240
проверка и настройка 245
разгон ГД 243
характеристики 243
Дифманометр — см. Манометр дифференциальный
Дроссель 57

Запаздывание объекта:
переходное 56
полное 56
чистое 55, 56
Защита автоматическая 39
— — блокирование 39
Звено:
астатическое 12
зона нечувствительности 14
неравномерность статическая 12
нечувствительность 14
статическое 12
статические характеристики 12
степень неравномерности 12

Извещатели пожарные 118, 119
Измерение:
давления 9, 84
косвенное 83
крутящего момента 99
мощности 99
параметров 8
прямое 83
расхода жидкости 89
совокупное 84
температуры 18, 94
уровня жидкости и газа 16, 91
частоты вращения 22, 95
Измерительные приборы:
давления 84—89
класс точности 84
крутящего момента индукционный магнитоупругий 100
— — — фазочувствительный 99
лабораторные 84
образцовые 84
рабочие 84
расхода жидкости и газа 89
температуры термоэлектрический 94
технические 84
точность 84

уровня жидкости 91
— — дистанционный емкостный 92, 93
— — с мембранным ЧЭ 91
пневмеркаторный 93
частоты вращения 95
Измерительные устройства 8, 9
Изодрома время 78
Инертных газов автоматизированная установка 120
Исполнительный механизм:
время 26
действия двустороннего (лопастной) 28
— одностороннего 31

Катаракт 57
— время 59
Клапан электромагнитный 115
Контакт магнитоуправляемый (геркон) 99
Контроль:
автоматический 38, 103
— технические средства 102
— — — электронные 102
дистанционный 38, 103
системы 103
централизованный 38, 103
Котел паровой, пуск, 151
автоматический 152, 153
ручной 151
— защита 152
Коэффициент аккумулирующий 47
— саморегулирования 54
Крутящий момент на валу 99

Линеаризация 52
Логометр 91

Манометр:
дифференциальный (дифманометр) 86, 87
жидкостный 85
контактный 86
мембранный 85
трубчатый 85
Мембрана, активная площадь, 9
— виды 9

Обратная связь:
гибкая (изодромная) 69
— отрицательная 74
жесткая 69
кинематическая 30
комбинированная 81
отрицательная 69
положительная 81
силовая 35
Объект регулирования 5, 45
аккумулирующий коэффициент 47
время 54
графики 46
запаздывание 55, 56
многоемкостный 55
нагрузка 6
нейтральный 50
неустойчивый 52
одноемкостный 47
процесс регулирования 45, 46
— — уравнения динамики 46, 47, 48, 53, 55
— — — — приведение к безразмерному виду 53, 54
регулируемые параметры 45
саморегулирование (самовыравнивание) 48, 49
свойства 45
с параметром распределенным 48
— — сосредоточенным 48
устойчивый 49
фактор устойчивости 52, 53
факторы, влияющие на процесс регулирования, 56
характеристики разгонные 50
— статические 51
Объект управления 5

Параметр, динамический заброс, 44
— критический 39
Переходный процесс:
время 44
степень затухания 45
характер 44
— апериодический колебательный 44, 45
— — монотонный 45
— затухающий 45
— периодический 44
Пирометр 22
Пожарная сигнализация 118
детектор масляного тумана 119
дымогасительная станция обнаружения пожара в трюмах 120
извещатель автоматический температурный 119
— — тепловой (дымовой) 118
— ручной 118
— схема подключения лучевая 118
— — — шлейфная 118
Пожаротушения системы 120
спринклерная 120
химическая и углекислотная 120
Пружина, жесткость, 10
— трубчатая геликоидальная 15

Расходомер 89

дроссельный 89
ротаметр 89
Регулирование:
объект — см. Объект регулирования
паропроизводительности утилизационного котла 153
по отклонению регулируемого параметра 7
процесс 5
ручное 6
Регулирование топливосжигания в главном котле 134
комбинированное 135
непрерывное 134
позиционное 135
регулируемые параметры 134
регулятор главный 134
Регулирование частоты вращения вала ДВС 209, 210
ограничительная характеристика 212
схема включения регулятора всережимная 211
— — — предельная 209, 211
Регулирование частоты вращения ротора турбины 163
защита 163
качественное 163
количественное 163
комплекс ГТЗА — ВФШ 164, 165
— — предельная схема включения регулятора 164, 165
— — регулятор всережимный 165, 166, 167
— — — однорежимный 165
— — статические характеристики 164
регулируемые параметры 163
системы управления 163
Регулирующий орган 5, 36
золотниковый 37
клапан двухседельный 37
— односедельный 37
— трехходовой 37
поворотная заслонка 37
схемы действия 37
электрический 38
Регулятор 7
— главный 134
— работоспособность 63
Регулятор вязкости 200
«Вискотерм» 200, 201
датчик вязкости 200
Евроконтроль 204—207
— настройка 207
настройка АСР динамическая 203
— — статическая 204
начальный пуск 204
установившийся режим движения 202
Регулятор температуры:
действия непрямого 183
— прямого 182
«Плайгер» 185
— качество переходного процесса АСР 187
— настройка динамическая 190
— — статическая 189
— — — на двигателе остановленном 189
— — — — — работающем 189
— проверка и настройка 187, 189
— регулирование неравномерности 190
— структурные схемы 185, 188
со встроенными ЧЭ 182
«Тельтов» 191
— — выходное звено 191
— датчик температуры 194
— настройка АСР динамическая 199
— — преобразователя на нулевую статическую неравномерность 198, 199
— переход на ручное управление 193
— повышение динамической устойчивости АСР 196
— проверка и наладка 193, 198
— регулирование статизма трансмиттера 195
— уменьшение статической неравномерности 196
Регулятор частоты вращения всережимный 211
«Вудвард» PG 234—236
«Вудвард» UG-40 225
— включение в работу 225
— выключение топливоподачи и остановка двигателя 229
— вывод судна на режим полного хода 226
— исключение перегрузки двигателя 227
— настройка механизма ограничения нагрузки 227, 228
— переход на управление дистанционное 225
— — — — ручное 228
— работа в штормовых условиях 229
— рост нагрузки 226, 229
— уставка задания 225
— установившийся режим работы ГД 226

«Вудвард» UG-40TL 229
— аварийная (экстренная) остановка 234
— ограничение нагрузки по давлению наддувочного воздуха 233
— — — — заданной частоте вращения 232
— — уставки минимально устойчивой частоты вращения 234
— особенности 230
— проверка и настройка 233
— рост нагрузки 230
— установившийся режим 230
Регулятор частоты вращения однорежимный 211
«Вудвард» 215
— вывод двигателя на заданную частоту вращения 216
— остановка двигателя 215
— ручное ограничение нагрузки 219
— узлы 218
MAN 221
— настройка схемы связи регулятора с ТНВД 224
— неисправности 224
— работа в штормовых условиях 223
— рост нагрузки 223
— сброс нагрузки 223
— управление скоростным режимом работы двигателя 221
— установившийся режим работы двигателя 223
ОРН-3О 220, 221
Р11М 213
— настройка 215
— остановка двигателя 215
— повышение динамической устойчивости АСР 214
— установившийся режим работы двигателя 213
Регулятор уровня воды в котле 130
гидравлический 131
поплавковый 68, 132, 133
— в системах защиты и сигнализации 133
— — — измерения 133
термогидравлический прямого действия 131
Реле давления 86, 87, 88
Ротаметр — см. Расходомер

Саморегулирование:
коэффициент 52
нулевое 50
отрицательное 52
положительное 49
Сигнализатор 9
Сигнализация критическая 104
— некритическая 104
Системы судовые:
групповая 39, 41
комплексная 39, 41
локальная 39
Системы судовые санитарные 106
водоснабжения 106, 107
фановая 108
Солемер 101, 102
Спринклер 120
Стабилизатор давления воздуха 116, 117
Счетчик оборотов 98
— — дистанционный электромеханический 98
Счетчики расхода жидкости и газа 90
объемный ротационный 91
— шестеренный 91
скоростной (анемометрический) 90

Тахогенератор 24
Тахометр 95
магнитоиндукционный 97
механический центробежный стационарный 96
электрический 97
Термометр 18
дистанционный манометрический контактный 94
логометрический 95
Термопара 22
Терморегулирование 178
Терморегулятор 18
Топливо в котлах 149
вязкость 150
легкое 149
тяжелое 149
Тракт непрерывного измерения 103
Трубка Бурдона (манометрическая) 15
— геликоидальная 15

Управление:
автоматическое 39
дистанционное 39
местное 39
процесс 5
Уровень воды в котле, регулирование, 130
Усилитель мощности 25
гидравлический 26, 27
— с отсечным золотником и поршневым ИМ двустороннего действия 26, 27
— — — — — — — дифференциальным 28
— одностороннего действия 31
— с жесткой обратной связью 29
— со струйным управляющим устройством 28
комбинированный 34
— электромеханический 36
— электропневматический 34, 35
пневматический 32
— безрасходный двухкаскадный 33
— — компенсационный 32
— дроссельный 32
— с соплом-заслонкой 32
струйный двухпроточный 29
Усилительный орган 25
Уставка задания 8
Устойчивость АСР 7

Характеристики статические, нелинейность:
несущественная 13
существенная 13

Централизованного контроля системы 103
обегающего типа 103
поканальной обработки 103
функции 103
«Шипка» 103

Частотомер 25
Чувствительный элемент 8