

Лекция 3

1. Системы автоматического регулирования тепловым двигателем: условия и задачи применения систем автоматического регулирования.

2. Регуляторы систем автоматического регулирования тепловым двигателем.

3. Способы управления тепловым двигателем.

4. Особенности регулирования газотурбинной установки.

1

Автоматизация управления режимами работы оборудования на подвижном составе позволяет обеспечить наиболее полное использование оборудования и наибольшую экономичность его работы, облегчить операции по управлению подвижным составом с тем, чтобы не отвлекать машиниста от наблюдения за путевыми сигналами и условиями движения, повысить безопасность движения, а также срок службы оборудования путем ограничения режимов работы подвижного состава и элементов его оборудования допускаемыми пределами.

Автоматизация режимов работы основных элементов оборудования направлена, прежде всего, на:

- автоматическое изменение э. д. с. генератора с целью наибольшего использования мощности теплового двигателя;
- программное регулирование момента сопротивления генератора для работы теплового двигателя при наибольшей экономичности;
- сохранение приблизительно постоянной силы тока в процессе разгона поезда;
- автоматическое изменение возбуждения тяговых электродвигателей и др.

Параметрическим или разомкнутыми системами регулирования присуще то, что они устанавливают определенные функциональные зависимости между некоторой величиной, характеризующей внешнее для данной машины воздействие (ток нагрузки, скорость и т. п.), и некоторым регулирующим параметром (магнитный поток и др.). В свою очередь регулирующий параметр функционально связан с той величиной, которая должна поддерживаться постоянной или изменяться по заданному закону (мощность, крутящий момент, напряжение и т.п.). Ее можно назвать регулируемой величиной. При изменении внешнего воздействия меняется регулирующий параметр и регулируемая величина устанавливается близкой к заданной.

Их основной недостаток заключается в том, что регулируемая величина зависит, как правило, не только от той величины, связь с которой установлена системой регулирования, но и от других факторов, воздействие которых вносит существенные погрешности. В принципе, возможно, осуществить параметрическое регулирование по всем воздействиям (температуре и давлению наружного воздуха, температуре обмоток, вспомогательной нагрузке и т. п.). Но такая система была бы чрезмерно громоздкой. Кроме того, не для всех воздействий можно реализовать зависимость, близкую к требуемой.

Замкнутые системы автоматического регулирования, в которых сигналом для регулирования является отклонение самой регулируемой величины от заданной программы, по какой бы причине это отклонение ни происходило. Регулирующий параметр изменяется так, чтобы происшедшее отклонение было устранено и регулируемая величина приблизилась к заданной (с некоторой погрешностью).

Основное отличие такой системы от параметрической заключается в наличии узла сравнения и в том, что выход регулятора через регулирующий параметр и регулируемую величину соединен со входом и основная цепь регулирования замкнута. Точность регулирования определяется в основном погрешностями в измерении действительного значения регулируемой величины и ее разности с заданной. Система реагирует на любые воздействия, изменяющие заданную или регулируемую величину.

Необходимость автоматического регулирования тепловых двигателей возникает в основном в следующих случаях:

- если сохранение постоянной угловой скорости вала двигателя необходимо по условиям работы приводного механизма;
- если без регулятора тепловой двигатель работает неустойчиво или нестабильно;
- для ограничения максимальной угловой скорости, в частности при разгрузке.

Во всех случаях регулирующим параметром является подача топлива и регулируемой величиной – угловая скорость.

В подвижном составе поддержание постоянной угловой скорости теплового двигателя путем изменения подачи топлива не является необходимым. Наоборот, при изменении подачи топлива желательно изменение угловой скорости, но это связано с регулированием нагрузки и не может решаться только регулятором теплового двигателя, как это будет показано ниже.

Рассмотрим условия устойчивой работы теплового двигателя с нагрузкой исходя из уравнения движения в общей форме

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_d - M_c$$

где J – момент инерции движущихся масс двигателя и приводимого механизма, приведенный к валу двигателя; M_c – момент сопротивления нагрузки.

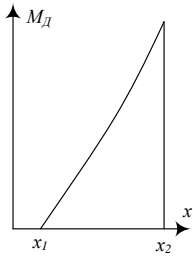


Рис. 3.1

Крутящий момент теплового двигателя M_d зависит от угловой скорости ω и от подачи топлива G , т. е. от положения x регулирующего органа (реек топливных насосов дизеля, топливного клапана газотурбинной установки). В общем случае зависимость $M_d(x)$ (рис. 3.1) является нелинейной; но близкой к прямой. Координата x регулирующего органа изменяется от x_1 (минимальная подача топлива при холостом ходе) до x_2 (максимальная подача топлива).

Момент сопротивления приводимого механизма в общем случае определяется угловой скоростью, но может зависеть и от других величин, например, в подвижном составе с механической передачей – от сопротивления движению поезда и от передаточного отношения передачи, при гидродинамической передаче – от угловой скорости входного и выходного валов, момента на выходном валу и т. п., при электрической передаче – от магнитного потока и тока. Некоторые из этих зависимостей могут быть выражены аналитически, другие задаются графиками.

Для определения условий устойчивости в каждом отдельном случае надо исследовать уравнение движения с учетом этих зависимостей. Чтобы выяснить общие условия устойчивости системы при малых отклонениях от установившегося режима, в теории автоматического регулирования прибегают к линеаризации уравнений посредством разложения функций в ряд Тейлора с сохранением лишь членов первого порядка. Такое разложение допустимо, если уравнение не содержит существенных нелинейностей, пренебрежение которыми может исказить характер процесса даже при малых отклонениях.

Применяя этот метод, можно представить момент двигателя и момент сопротивления в следующей форме:

$$M_d = M_{d\text{уст}} + \frac{\partial M_d}{\partial \omega_d} \Delta \omega_d + \frac{\partial M_d}{\partial x} \Delta x$$

и

$$M_C = M_{C\text{уст}} + \frac{\partial M_C}{\partial \omega_d} \Delta \omega_d + \Delta M_{C1} \quad ,$$

где $M_{d\text{уст}} = M_{C\text{уст}}$ – величины моментов дизеля и сопротивления в установившемся режиме работы;

$\frac{\partial M_d}{\partial \omega_d}$, $\frac{\partial M_d}{\partial x}$, $\frac{\partial M_C}{\partial \omega_d}$ – частные производные моментов по соответствующим переменным,

определяемые аналитически или графически для установившегося режима; ΔM_{C1} – отклонение момента сопротивления под действием других величин.

Для каждого приводного механизма следует заменить ΔM_{C1} разложением по величинам, от которых зависит его момент.

Используя эти разложения, получим уравнение движения в абсолютных отклонениях:

$$J \frac{d\omega_d}{dt} + \left(\frac{\partial M_C}{\partial \omega_d} - \frac{\partial M_d}{\partial \omega_d} \right) \Delta \omega_d = \frac{\partial M_d}{\partial x} \Delta x - \Delta M_{C1}. \quad (3.1)$$

Положив

$$a = \frac{\partial M_d}{\partial x} \Delta x - \Delta M_{C1} = \text{const} \quad ,$$

(реально это может быть осуществлено либо увеличением подачи топлива, либо выключением вспомогательной нагрузки, например тормозного компрессора. При обратных операциях отклонение a будет отрицательным) имеем

$$J \frac{d\omega_d}{dt} + A_d \Delta \omega_d = a \quad ,$$

$$\text{где } A_d = \frac{\partial M_C}{\partial \omega_d} - \frac{\partial M_d}{\partial \omega_d} \quad \text{и} \quad \frac{d\omega_d}{dt} = \frac{d(n_{d\text{уст}} + \Delta n_d)}{dt} = \frac{d\Delta n_d}{dt} \quad ,$$

где $n_{d\text{уст}}$ – установившееся значение угловой скорости вала теплового двигателя.

Решение уравнения интегрированием при $A_d > 0$ (рис. 3.2, а)

$$\Delta \omega_d = \frac{a}{A_d} (1 - e^{-\frac{A_d t}{J}}) \quad ;$$

при $A_d < 0$ (рис. 3.2, б)

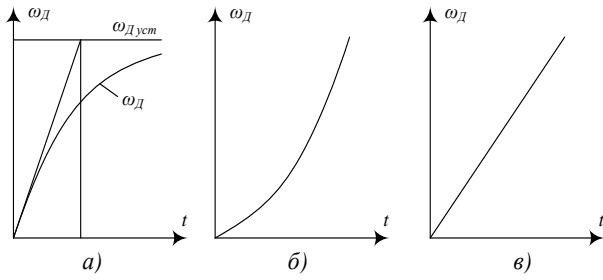


Рис. 3.2

$$\Delta\omega_{\delta} = \frac{a}{A_{\delta}} (e^{\frac{A_{\delta}t}{J}} - 1);$$

при $A_{\delta}=0$ (рис. 3.2, в)

$$\Delta\omega_{\delta} = \frac{a}{A_{\delta}} t$$

Только в первом случае отклонение скорости в переходном процессе стремится к установившемуся значению (рис. 3.2, а)

$$\Delta n_{\delta \text{уст}} = \frac{a}{A_{\delta}} = \frac{\frac{\partial M_{\delta}}{\partial x} \Delta x - \Delta M_{C1}}{\frac{\partial M_{C}}{\partial \omega_{\delta}} - \frac{\partial M_{\delta}}{\partial \omega_{\delta}}}$$

Условием устойчивой работы теплового двигателя с нагрузкой без регулятора является неравенство $A_{\delta} > 0$.

В приведенном анализе принято, что крутящий момент двигателя и момент сопротивления изменяются по статическим характеристикам без отставания во времени от отклонения скорости, что свойственно механической передаче и гидродинамической передачам.

При электрической передаче момент сопротивления генератора зависит от магнитного потока и тока нагрузки, которые в большинстве случаев меняются при изменении угловой скорости, но с отставанием от нее во времени вследствие магнитной инерции цепи возбуждения генератора и силовой цепи. Момент сопротивления генератора при разложении в ряд Тейлора:

$$\begin{aligned} M_{\Gamma} &= c_e \Phi_{\Gamma} I_{\Gamma} = M_{\Gamma \text{уст}} + \frac{\partial M_{\Gamma}}{\partial \Phi_{\Gamma}} \Delta \Phi_{\Gamma} + \frac{\partial M_{\Gamma}}{\partial I_{\Gamma}} \Delta I_{\Gamma} = \\ &= M_{\Gamma \text{уст}} + c_e I_{\Gamma \text{уст}} \Delta \Phi_{\Gamma} + c_e \Phi_{\Gamma \text{уст}} \Delta I_{\Gamma}, \end{aligned}$$

где $M_{\Gamma \text{уст}}$, $\Phi_{\Gamma \text{уст}}$ и $I_{\Gamma \text{уст}}$ — значения M_{Γ} , Φ_{Γ} и I_{Γ} при установившемся режиме.

Уравнение движения двигатель-генератора в абсолютных отклонениях имеет вид

$$J \frac{d\omega_{\delta}}{dt} + \left(-\frac{\partial M_{\delta}}{\partial \omega_{\delta}} \right) \Delta\omega_{\delta} = \frac{\partial M_{\delta}}{\partial x} \Delta x - \frac{\partial M_{\Gamma}}{\partial \Phi_{\Gamma}} \Delta \Phi_{\Gamma} - \frac{\partial M_{\Gamma}}{\partial I_{\Gamma}} \Delta I_{\Gamma} - \Delta M_{C2}. \quad (3.2)$$

Величина ΔM_{C2} включает в себя отклонения момента сопротивления (и момента двигателя) по причинам, не связанным с отклонениями величин, указанных в правой части равенства (например, вследствие изменения вспомогательной нагрузки и т. д.). Из уравнения (3.2) следует, что если магнитный поток и ток не зависят от угловой скорости, двигатель-генератор может работать устойчиво только в той части внешней характеристики двигателя, для которой

$$\frac{\partial M_{\delta}}{\partial \omega_{\delta}} < 0.$$

При пологой внешней характеристике дизеля отклонение может оказаться большим даже при малом изменении нагрузки, и, следовательно, работа двигатель-генератора будет нестабильной.

Установившееся отклонение при постоянном отклонении правой части в этом случае равно

$$\Delta\omega_{\delta \text{уст}} = \frac{a}{-\frac{\partial M_{\delta}}{\partial \omega_{\delta}}}$$

При малых скоростях крутящий момент на валу дизеля и момент потерь растут при увеличении скорости. Но так как крутящий момент равен разности индикаторного момента и момента потерь, то повышение его свидетельствует о более интенсивном росте индикаторного момента. Следовательно, работа теплового двигателя при холостом ходе неустойчива и для этого режима регулятор необходим.

Внезапная разгрузка теплового двигателя, работающего при высокой мощности, вызывает резкое повышение угловой скорости вследствие пологой характеристики $M_{\delta}(n_{\delta})$, что опасно не только из-за механических нагрузок, но и вследствие неполного сгорания топлива (отложение твердых остатков его на форсунке, клапанах и т. п.). В подвижном составе внезапное снятие или резкое снижение нагрузки возможно при боксовании колес, срабатывании защитных устройств, вследствие неправильных операций машиниста и т. п. Поэтому установка регулятора, ограничивающего наибольшую угловую скорость теплового двигателя, необходима.

Таким образом, автоматическое регулирование скорости дизеля необходимо по меньшей мере для режимов холостого хода и наибольшей угловой скорости. Для рабочих режимов вопрос об автоматическом регулировании двигателя связан с системой передачи и может быть различно.

Регуляторы служат либо для поддержания постоянной угловой скорости теплового двигателя, либо для изменения ее по заданной программе. Как правило, в транспортных тепловых двигателях они используются для поддержания постоянной скорости. Следует отметить, что регуляторы не могут обеспечить строгого постоянства скорости, а лишь ограничивают ее изменение в некоторых пределах, близких к заданному значению. Часто в регуляторах предусматривается возможность изменения значения скорости, поддерживаемой регулятором, т. е. изменения его настройки. Регулятор постоянной скорости может быть превращен в программный, если настройка изменяется автоматически при изменении нагрузки или какого-либо другого воздействия на двигатель или регулятор.

Регулятор в общем случае состоит из измерительного органа, усилителей, преобразователей, исполнительного органа и связей между отдельными элементами. Регулятор без усилителей с перемещением исполнительного органа за счет энергии измерительного органа, называется регулятором прямого действия.

Регулятор, в котором для перемещения исполнительного органа используется энергия постороннего источника, передаваемая через усилитель, называется регулятором непрямого действия, а регулирование – непрямым.

Измерительный орган (или кратко «измеритель») состоит из датчика скорости (часто называемого «чувствительным элементом»), который измеряет действительную угловую скорость вала двигателя, устройства, задающего требуемое значение скорости (уровень регулируемой величины), и узла сравнения этих двух значений. При отклонении угловой скорости от заданного уровня в ту или другую сторону измеритель подает сигнал для перемещения исполнительного органа в направлении, при котором отклонение устраняется.

По типу датчика различают измерители:

- центробежные – датчиком являются центробежные грузы; изменение угловой скорости вызывает перемещение их, которое используется в качестве сигнала, характеризующего действительную скорость;
- электрические – датчиком обычно служит тахогенератор постоянного или переменного тока; сигналом является изменение напряжения или частоты тока тахогенератора при отклонении угловой скорости;
- гидравлические – датчиком служит гидронасос; в качестве регулирующего сигнала используется отклонение давления рабочей жидкости, зависящего от угловой скорости;
- пневматические – в качестве сигнала используется повышение давления или разрежение, воздействующее на упругую мембрану.

В центробежных измерителях задаваемая величина угловой скорости определяется усилием нажатия пружины, противодействующим центробежной силе вращающихся грузов. Исполнительный орган регулятора служит для приведения в действие регулирующего органа двигателя. В дизелях таким органом являются рейки топливных насосов, перемещение которых изменяет подачу топлива за цикл.

В регуляторах прямого действия шток соединен с муфтой измерительного органа, а в регуляторах непрямого регулирования – с поршнем сервомотора (чаще всего гидравлического).

Нередко для обеспечения устойчивой работы или улучшения качества регулирования (ускорения процесса регулирования, уменьшения статических или динамических отклонений) вводят дополнительные (положительные либо отрицательные) связи между элементами системы регулирования.

Центробежный регулятор прямого действия.

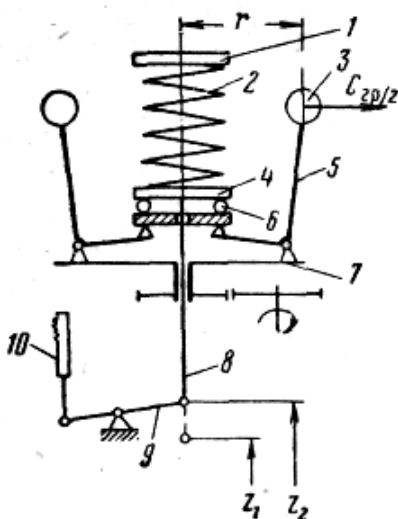


Рис. 3.3

На рис. 3.3 изображена кинематическая схема простейшего центробежного регулятора прямого действия. Грузы 3 шарнирно укреплены на тарелке 7, которая через зубчатую передачу приводится во вращение от вала двигателя.

Центробежные силы инерции, приложенные к грузам при их вращении, передаются через коленчатый рычаг 5 и подшипник 6 на муфту, 4 регулятора. Между муфтой 4 и опорой 1 помещена пружина 2, имеющая предварительное сжатие. Муфта 4 укреплена так, что может перемещаться только вертикально. Все перечисленные элементы относятся к измерительному органу, который используется в различных типах регуляторов. В регуляторе прямого действия шток 8 соединен с регулирующим органом 10 (рейками топливных насосов или топливным клапаном) посредством рычага 9 и является одновременно выходным элементом измерительного органа и исполнительным органом. Регуляторы, у которых ось поворота грузов перпендикулярна оси вращения их, называются коническими, а регуляторы, в которых эти оси параллельны, — плоскими. В некоторых регуляторах нажатие пружины приложено не к муфте, а к грузам или рычагам, на которых установлены грузы.

Когда нагрузка двигателя уменьшается, угловая скорость его вала растет и грузы расходятся. Муфта поднимается и уменьшает подачу топлива так, чтобы крутящий момент двигателя соответствовал новому моменту нагрузки. Установившийся режим работы двигателя возможен при соблюдении двух условий: крутящий момент двигателя должен равняться моменту сопротивления нагрузки, силы, действующие на муфту регулятора, должны взаимно уравновешиваться.

На муфту регулятора, помимо центробежной силы инерции грузов, действуют сила нажатия пружины F_{np} , вес муфты и пружины, а также часть веса грузов и рычагов. Обозначим через Q приведенный к муфте вес всех действующих на нее частей регулятора. Сила

$$F = F_{np} + Q$$

называется поддерживающей силой регулятора. Она зависит от положения муфты, так как, например, при поднятии муфты увеличивается нажатие пружины. Сила Q при этом также изменяется вследствие изменения положения грузов и рычагов. Зависимость $F(z)$, где z — координата положения муфты, называется характеристикой поддерживающей силы регулятора.

Центробежная сила, действующая на грузы, равняется

$$C_{cp} = k_{cp} \omega_D^2 r,$$

где ω_D — угловая скорость вращения вала двигателя; r — радиус вращения центра тяжести груза; k_{cp} — величина, зависящая от массы грузов и подвижных частей регулятора, связанных с ними, а также от передаточного отношения между валом двигателя и осью вращения грузов.

Муфта регулятора может совершать лишь относительно небольшие перемещения, ограниченные упорами. При малых перемещениях величина k_{cp} меняется весьма мало. Перемещение муфты приблизительно пропорционально изменению радиуса r . Если условно принять за начало отсчета координаты z муфты точку, соответствующую $z = 0$, то приведенная к муфте центробежная сила

$$C = k_{ц} \omega_D^2 z,$$

где $k_{ц}$ — величина, зависящая от k_{cp} , соотношения длины плеч рычага l и его положения.

Практически в применяемых регуляторах $k_{ц}$ изменяется мало, и для качественного анализа можно принять его постоянным. Тогда при постоянной угловой скорости характеристика центробежной силы $C(z)$ может быть изображена прямой линией, проходящей через начало координат (рис. 3.4).

Если пренебречь трением в подвижных частях регулятора, то при установившемся режиме работы центробежная сила должна уравновешивать поддерживающую силу регулятора:

$$C = k_{ц} \omega_D^2 z = F,$$

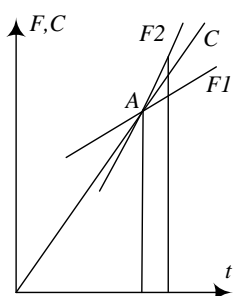


Рис. 3.4

Положение динамического равновесия регулятора (т. е. вращения при $z = const$) соответствует точке пересечения характеристик поддерживающей и центробежной сил.

Когда муфта поднимается, пружина сжимается и поддерживающая сила увеличивается. Угол наклона характеристики поддерживающей силы может быть больше (рис. 1.34, линия $F2$) или меньше (линия $F1$) угла наклона характеристики центробежной силы по отношению к оси абсцисс. В первом случае измеритель обладает устойчивой статической характеристикой, так как при выведении муфты из положения равновесия (точка A), например, при увеличении z до z' появляется разность сил $F - C$, стремящаяся вернуть муфту в положение равновесия. Во втором же случае при характеристике поддерживающей силы, соответствующей линии AB_1 , появляется разность сил $C - F$, стремящаяся к удалению муфты от положения равновесия. Такой измеритель статически неустойчив.

Тангенс угла наклона характеристики $C(z)$ пропорционален n_D^2 . При устойчивой характеристике

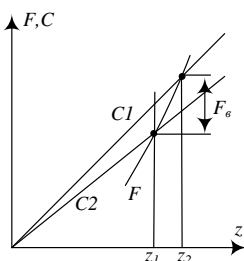


Рис. 3.5

измерителя каждому положению муфты соответствует определенное установившееся значение угловой скорости. Положение муфты регулятора практически может изменяться от некоторого минимального значения z_1 , соответствующего максимальной подаче топлива, до максимального значения z_2 , при котором подача топлива будет минимальной (см. рис. 3.5). При заданной характеристике поддерживающей силы этим значениям соответствуют точки A и B . Так как в установившихся режимах центробежная сила равна поддерживающей, положение характеристики центробежной силы при изменении z должно изменяться от C_1 до C_2 . Следовательно, угловая скорость изменяется с изменением положения исполнительного органа, которое в свою очередь определяется нагрузкой двигателя.

Определение. Регуляторы, у которых регулируемая величина является функцией нагрузки, называются статическими.

Если характеристика центробежной силы на участке от z_1 до z_2 совпадает с характеристикой поддерживающей силы, то $n_{D2} = n_{D1}$, то он может поддерживать постоянную скорость независимо от нагрузки.

Определение. Регуляторы, у которых регулируемая величина не зависит от нагрузки, называются астатическими.

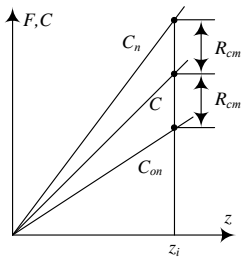


Рис. 3.6

В предыдущих уравнениях силы трения не учитывались. В реальном регуляторе при перемещении муфты возникает сила трения в регулирующем органе (рейка и плунжер топливного насоса или дроссельная заслонка), в механизме регулятора и в передаточном механизме между регулятором и регулирующим органом. Она направлена всегда против движения муфты. При движении муфты вверх центробежная сила должна преодолеть поддерживающую силу и силу трения (рис. 3.6).

Следовательно, при увеличении угловой скорости муфта начнет движение вверх не сразу после начала изменения скорости, а после того, как центробежная сила превысит значение, подсчитанное по формуле

$$C_n = k_{\omega} \omega_{Дн}^2 z = F + R_{сmp} ,$$

где $R_{сmp}$ – сила сухого трения при неподвижной муфте.

При снижении угловой скорости муфта начнет опускаться, когда при том же начальном z поддерживающая сила, являющаяся движущей, станет больше суммы центробежной силы и силы трения или

$$C_{on} = k_{\omega} \omega_{Don}^2 z = F - R_{сmp} .$$

При работе дизеля в связи с периодическим характером рабочего процесса наблюдается вибрация движущихся частей его, которая часто передается исполнительному органу регулятора. Эта вибрация в значительной мере уменьшает влияние сухого трения, и во многих случаях им можно пренебречь.

Для уменьшения статизма иногда вводят в регулятор масляный катаракт (рис. 3.7), поршень 12 которого через пружину 11 и рычаг 9 присоединен к штоку 8 регулятора. Если отверстие A , соединяющее пространства над и под поршнем, достаточно мало, то при быстром перемещении штока центробежная сила преодолевает сопротивление не только пружины 2, но и пружины 11, и, следовательно, характеристика поддерживающей силы становится временно круче, что облегчает условие устойчивой работы. К концу переходного процесса пружина 11 разгружается, и статическая ошибка зависит от жесткости пружины 2, которая при наличии катаракта может быть выбрана меньшей, чем без него. Катаракт может быть также присоединен жестко к рычагу 9, при этом он усиливает вязкое трение в регуляторе.

Пусть в регуляторе рис. 3.3 кроме сухого, имеется вязкое трение (например, катаракт, непосредственно соединенный с рычагом 9).

Условие равенства сил, действующих на муфту регулятора во время его движения, определяется уравнением

$$m_m \frac{d^2 z}{dt^2} = C - F - R_{emp} - R_{сmp} \text{sign} \frac{dz}{dt} , \quad (3.2)$$

где m_m – масса подвижных частей измерительного органа, приведенная к муфте; $R_{emp} = k_{emp} \frac{dz}{dt}$ – сила

вязкого трения; знак sign противоположен знаку скорости перемещения муфты; k_{emp} , – коэффициент, зависящий от вязкости смазывающей жидкости и параметров катаракта.

Учитывая, что центробежная сила зависит от угловой скорости и координаты муфты, а поддерживающая сила – только от координаты муфты, напишем, как обычно, разложение их в ряд Тейлора с сохранением лишь членов с первой степенью производной:

$$C = C_y + \frac{\partial C}{\partial \omega_D} \Delta \omega_D + \frac{\partial C}{\partial z} \Delta z ;$$

$$F = F_y + \frac{\partial F}{\partial z} \Delta z .$$

После подстановки в уравнение движения (3.2) и вычитания из него уравнения установившегося режима

получим (с учётом того, что $\frac{d^2 z}{dt^2} = \frac{d^2 \Delta z}{dt^2}$) уравнение измерительного органа в абсолютных отклонениях:

$$m_m \frac{d^2 z}{dt^2} + k_{emp} \frac{dz}{dt} + B \Delta z = \frac{\partial C}{\partial \omega_D} \Delta \omega_D - R_{сmp} \text{sign} \frac{dz}{dt} , \quad (3.3)$$

где $B = \frac{\partial F}{\partial z} - \frac{\partial C}{\partial z}$.

Условием устойчивой работы, как известно, является положительность всех коэффициентов левой части. Так как m_m и $k_{e\ tr}$ всегда положительны, условие устойчивой работы отдельно взятого регулятора прямого действия может быть представлено неравенством

$$B > 0,$$

т. е., как показано на рис. 3.4, характеристика поддерживающей силы должна быть круче характеристики центробежной силы.

Если пренебречь массой грузов и трением, получим приближенное уравнение измерительного органа:

$$B\Delta z = \frac{\partial C}{\partial \omega_\partial} \Delta \omega_\partial. \quad (3.5)$$

В этом случае перемещение муфты линейно зависит от отклонения угловой скорости, и обе величины меняются одновременно.

Для выяснения условий устойчивой работы регулятора с тепловым двигателем нужно совместно исследовать уравнения движения их. Предварительно необходимо вывести уравнения связи между регулятором и регулирующим органом двигателя. При соединении муфты регулятора с регулирующим органом посредством жестких рычагов уравнение связи между регулятором и двигателем можно записать в виде

$$x = -a_u z \text{ или } \Delta x = -a_u \Delta z, \quad (3.6)$$

где a_u коэффициент, зависящий от соотношения плеч и взаимного положения рычагов; x – координата регулирующего органа.

Знак «минус» введен потому, что для координаты регулирующего органа положительным принято направление в сторону увеличения подачи топлива, а для координаты муфты – направление перемещения при расхождении грузов, когда подача топлива должна уменьшаться.

Рассмотрим работу двигателя с регулятором прямого действия, когда момент сопротивления зависит только от угловой скорости. В этом случае система описывается тремя уравнениями: (3.1), (3.3), (3.6).

Установим сначала условия устойчивости при приближенном уравнении (3.5) измерительного органа. Исключив из системы уравнений переменные Δx и Δz , получим приближенное уравнение движения двигателя с регулятором прямого действия:

$$J \frac{d\omega_\partial}{dt} + \left(A_d + \frac{\partial M_\partial}{\partial \omega_\partial} \cdot \frac{\partial C}{\partial \omega_\partial} \cdot \frac{a_u}{B} \right) \Delta \omega_\partial = -\Delta M_{Cl}.$$

Условие устойчивой работы в этом случае определяется неравенством

$$\left(A_d + \frac{\partial M_\partial}{\partial \omega_\partial} \cdot \frac{\partial C}{\partial \omega_\partial} \cdot \frac{a_u}{B} \right) > 0.$$

Сопоставляя это неравенство с условиями устойчивой работы теплового двигателя без регулятора ($A > 0$) и регулятора без двигателя ($B > 0$), следует отметить более широкие возможности их совместной работы, так как возможна устойчивая работа при $A_\partial < 0$, если $B > 0$, и наоборот: при $B < 0$, если $A_\partial > 0$. Если обе величины меньше нуля, система неустойчива.

Установившееся отклонение скорости при постоянном отклонении момента сопротивления равно

$$\Delta \omega_{\partial \text{ уст}} = - \frac{\Delta M_{Cl}}{A_\partial + \frac{\partial M_\partial}{\partial \omega_\partial} \cdot \frac{\partial C}{\partial \omega_\partial} \cdot \frac{a_u}{B}}.$$

При увеличении B статическая ошибка возрастает, как это видно и по статическим характеристикам. Наоборот, увеличение коэффициента саморегулирования снижает статическую ошибку. Таким образом, увеличение A_∂ полезно и для динамики, и для повышения точности регулирования.

Регуляторы прямого действия применяются в дизелях небольшой мощности (до 500—600 л. с.), так как при увеличении числа цилиндров и мощности возрастает сила, необходимая для перемещения регулирующего органа, что повышает нечувствительность регулятора. Кроме того, при этом требуется увеличение центробежной и поддерживающей силы, что связано с ростом массы грузов, а это, как указывалось, оказывает неблагоприятное влияние на динамику регулирования.

Астатический гидромеханический центробежный регулятор

В мощных транспортных тепловых двигателях наиболее часто применяют центробежные регуляторы, в которых для перемещения регулирующего органа двигателя используется гидравлический привод, обычно называемый сервомотором, или сервоприводом.

Измерительные органы гидромеханических регуляторов имеют такое же устройство, как и в регуляторах прямого действия и могут выполняться плоскими или коническими. Наиболее часто применяют конические измерители с пружиной, действующей на муфту.

Простейшая схема гидромеханического регулятора с коническими измерителями без обратных связей изображена на рис. 3.8. Муфта 4 измерительного органа соединена посредством рычага 9 с золотником 10, который

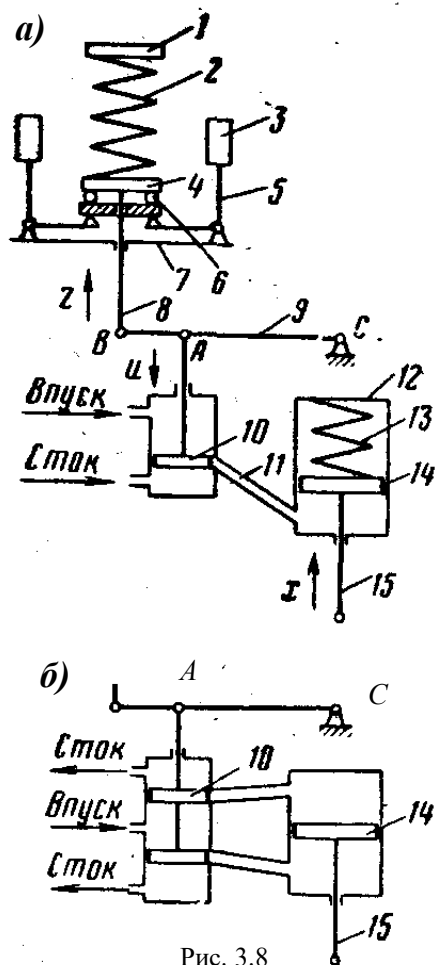


Рис. 3.8

управляет впуском и выпуском рабочей жидкости в полость под поршнем 14 сервомотора 12. Поршень посредством штока 15 и рычагов, не показанных на схеме, соединен с регулирующим органом теплового двигателя. В качестве рабочей жидкости используется дизельное топливо или масло, которое подается к впускному отверстию золотника под давлением.

При уменьшении нагрузки дизеля грузы расходятся, муфта измерителя и золотник 10 поднимаются. Последний открывает отверстие, соединяющее полость сервомотора под поршнем 14 с отверстием для стока. Под действием пружины 13 (рис. 3.8а) поршень по мере вытекания жидкости через отверстие опускается и уменьшает подачу топлива. Новый установившийся режим возможен при соблюдении трех условий: 1) подача топлива должна соответствовать нагрузке двигателя; 2) приведенная к муфте центробежная сила грузов должна равняться поддерживающей силе; 3) золотник 10 должен закрывать отверстие к сервомотору. Последнее условие вытекает из того, что при открытом отверстии поршень 14 продолжает перемещаться и изменять подачу топлива (за исключением положений упора, при которых регулятор не действует).

Таким образом, в установившемся режиме после уменьшения нагрузки поршень 14 занимает новое положение, определяющее уменьшенную подачу топлива, золотник 10 возвращается к первоначальному положению перекрытия отверстия. Следовательно, центробежные грузы 3 и муфта 4 также должны вернуться в начальное положение, что возможно только при восстановлении прежней угловой скорости. Это означает, что угловая скорость вала двигателя в установившемся режиме не зависит от положения исполнительного органа, т. е. регулирование является астатическим.

При увеличении нагрузки угловая скорость в переходном процессе снижается, муфта 4 и золотник 10 опускаются. Поршень 14 под давлением масла поднимается и увеличивает подачу топлива. В новом установившемся режиме поршень 14 занимает положение увеличенной подачи топлива, а измерительный орган – первоначальное

положение.

Иногда выполняют сервомотор 14 без пружины с двусторонней подачей рабочей жидкости (рис. 3.8б). В этом случае золотник 10 делают сдвоенным и при перемещении его от положения перекрытия одновременно открываются отверстия для впуска жидкости в одну полость цилиндра и выпуска ее из другой. Принцип действия регулятора при этом не изменяется.

В обоих случаях регулирующий орган перемещается за счет работы насоса, нагнетающего в сервомотор рабочую жидкость. В варианте (см. рис. 3.8б) работа совершается насосом в обоих направлениях. В варианте (см. рис. 3.8а) при подъеме поршня затрачивается работа на перемещение регулирующего органа и повышение потенциальной энергии пружины 13, которая при опускании поршня используется для перемещения регулирующего органа. Поэтому сила, действующая на поршень, и размеры поршня при прочих равных условиях должны быть больше, чем в первом случае. Преимущества варианта (см. рис. 3.8 а) заключаются в том, что конструкция золотника и сервомотора несколько проще и можно увеличить скорость перемещения поршня в одном из направлений по сравнению с другим, что может быть использовано для ускорения устранения перегрузки. Кроме того, в этом варианте можно просто осуществить быстрое снижение подачи топлива, предусмотрев клапан, открывающий отверстие для стока из полости под поршнем 14. Под действием пружины поршень опустится, уменьшая подачу топлива, и, если требуется, прекратит подачу топлива независимо от положения измерительного органа.

Уравнение (3.3) измерительного органа остается справедливым и для гидромеханических регуляторов, к нему надо добавить уравнения сервомотора и обратных связей. По-прежнему будем обозначать координаты муфты через z и координату исполнительного органа через x , сохранив те же знаки их, как для прямого регулятора. Координату золотника обозначим u . Знак ее может быть выбран произвольно. Примем положительным перемещение вниз, соответствующее положительному перемещению исполнительного органа. Положение перекрытия отверстия примем за нулевое. Тогда $u = \Delta u$.

Используя уравнение гидромеханики для истечения жидкости через малое отверстие, можно определить расход жидкости через проходное отверстие золотника:

$$Q = \mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_1)},$$

где p_n – давление жидкости на входе в корпус золотника; p_1 – давление жидкости под поршнем; μ_1 – коэффициент расхода через проходное отверстие, зависящий от формы отверстия и свойств жидкости; ρ – плотность жидкости; f_1 – сечение проходного отверстия.

Расход жидкости через отверстие равен изменению объема ее в цилиндре сервомотора за единицу времени

$$Q = \frac{dx}{dt} f_2,$$

где f_2 – площадь поршня сервомотора.

Уравнение сил, приложенных к поршню сервомотора при прямом ходе:

$$p_1 f_2 = F_{np} + R,$$

где F_{np} – сила сопротивления пружины и вес подвижных частей; R – перестановочная сила исполнительного и регулирующего органа.

Исключив из уравнений величину p_1 получим:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{f_1}{f_2} \mu_1 \sqrt{\frac{2}{\rho f_2^3} (f_2 p_n - F_{np} - R)}$$

В правой части уравнения переменными являются сечение проходного отверстия, зависящее от координаты золотника, сила пружины, определяемая положением поршня, и перестановочная сила, которая при вязком трении зависит от скорости движения. Изменение силы пружины от положения поршня обычно мало в сравнении с силой предварительного сжатия ее. Влияние вязкого трения незначительно вследствие малой скорости поршня. В первом приближении при небольших отклонениях режима от установившегося можно считать величину под корнем постоянной. При небольшом мертвом ходе и линейной зависимости $f_1 = c_1 \Delta u$ уравнение сервомотора в этом случае имеет вид

$$\frac{dx}{dt} = \frac{f_1}{f_2} \mu_1 \sqrt{\frac{2}{\rho f_2^3} (f_2 p_n - F_{np} - R)} \approx a_1 \Delta u. \quad (3.7)$$

Уравнение сил, приложенных к поршню сервомотора при обратном ходе:

$$F_{np} = p_1 f_2 + R$$

Расход жидкости равен

$$Q' = f_2 \frac{dx}{dt} = \mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_a)},$$

где p_a – давление жидкости в выпускном трубопроводе.

Проделив аналогичные преобразования, получим уравнение сервомотора для обратного хода:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{f_1}{f_2} \mu_1 \sqrt{\frac{2}{\rho f_2^3} (F_{np} - f_2 p_a - R)} \approx a_1 \Delta u \quad (3.8)$$

Путем выбора F_{np} и p_n можно по желанию сделать коэффициенты при Δu одинаковыми в обоих направлениях или различными. Часто выбирают скорость при уменьшении подачи топлива большей, чем при ее увеличении.

Как видно из уравнения, сервомотор является астатическим звеном, так как в установившемся режиме

$\left(\frac{dx}{dt} = 0 \right)$ отклонение $\Delta u = 0$ при любом значении x .

Так как муфта соединена с золотником рычагом, то уравнение связи между ними запишется:

$$\Delta u = -a_c \Delta z, \quad (3.9)$$

где a_c – коэффициент, зависящий от соотношения плеч рычагов.

Таким образом, для дизеля с гидромеханическим регулятором без обратных связей справедлива система уравнений динамики 4-го порядка (3.1), (3.3), (3.7) или (3.8) и (3.9), исследование которой посредством алгебраических преобразований весьма громоздко и определение условий устойчивости в общем виде затруднительно.

Для качественной оценки условий устойчивости и влияния параметров различных звеньев проведем приближенный анализ, используя уравнение (3.5) измерительного органа.

Исключая из системы уравнений x , z и y , получим:

$$J \frac{d^2 \omega_\partial}{dt^2} + A_\partial \frac{d\omega_\partial}{dt} + \frac{a_1 a_c}{B} \cdot \frac{\partial C}{\partial \omega_\partial} \cdot \frac{\partial M_\partial}{\partial x} \Delta \omega_\partial = - \frac{dM_{Cl}}{dt}. \quad (3.10)$$

В установившемся режиме правая часть равна нулю, следовательно, установившееся отклонение угловой скорости при любых параметрах равно нулю, и регулирование является астатическим.

При положительном саморегулировании ($A_\partial > 0$) возможна устойчивая работа в условиях аperiodического переходного процесса при

$$A_\partial^2 > \frac{4J a_1 a_c}{B} \cdot \frac{\partial C}{\partial \omega_\partial} \cdot \frac{\partial M_\partial}{\partial x},$$

что выполнимо лишь при большом коэффициенте саморегулирования.

Гидромеханический регулятор с жесткой обратной связью

Обратной связью, как известно, называется устройство, передающее выходное воздействие какого-либо звена системы регулирования на какое-либо звено, предшествующее первому по цепи регулирования. В гидромеханическом регуляторе обычно используется воздействие исполнительного органа – поршня сервомотора на измерительный орган. Оно может быть осуществлено путем соединения исполнительного органа либо с золотником (рис. 3.9), либо с опорой пружины. По кинематической схеме регулятор с жесткой обратной связью отличается от астатического регулятора (рис. 3.8а) тем, что конец С рычага 9 соединен шарнирно не с неподвижной опорой, а с рычагом 11, связанным с поршнем 14 сервомотора. Вследствие этого рычажная система соединяет муфту 4 и золотник 10 с поршнем 14.

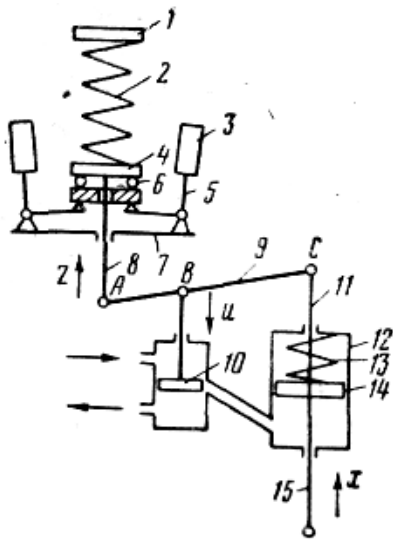


Рис. 3.9

В новом установившемся режиме, например, после уменьшения момента сопротивления, золотник 10 возвращается в первоначальное положение. Поршень 14 занимает новое положение, соответствующее уменьшенной подаче топлива, т. е. точка С опускается в рассматриваемом примере вниз. Это возможно лишь при перемещении точки А вверх, т. е. при увеличении угловой скорости. Регулятор является статическим и характеристика его подобна характеристике регулятора прямого действия.

Система уравнений движения регулятора с жесткой обратной связью состоит, как и для астатического регулятора, из уравнения (3.3) измерителя, уравнения (3.7) или (3.8) сервомотора и уравнения связи, но последнее должно быть изменено.

Пусть рычаг 9 (см. рис. 3.9) занимает в установившемся режиме положение ABC (рис. 3.10) и в переходном процессе – положение A₁B₁C₁.

Перемещение рычага можно представить состоящим из двух поворотов: около точки С до положения A₁C и около точки А₁ до A₁C₁. Пренебрегая разницей между дугами и хордами, можно найти смещение золотника от установившегося положения из уравнения

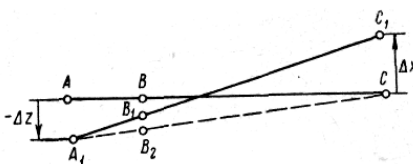


Рис. 3.10

$$\Delta u = BB_1 = BB_2 - B_2B_1 = A_1A \frac{BC}{AC} - CC_1 \frac{AB}{AC} = -a_c \Delta z - a_{oc} \Delta x, \quad (3.11)$$

которое является уравнением жесткой обратной связи.

Определим условия устойчивой работы, пренебрегая, как и ранее, инерцией и трением в измерительном органе. Исключая из системы уравнений (3.1), (3.5), (3.7) и (3.11) переменные Δu , Δx ; и Δz , получим

после преобразований:

$$J \frac{d^2 \omega_\partial}{dt^2} + (A_\partial + J a_1 a_{oc}) \frac{d\omega_\partial}{dt} + (A_\partial a_1 a_{oc} + \frac{a_1 a_c}{B} \cdot \frac{\partial C}{\partial \omega_\partial} \cdot \frac{\partial M_\partial}{\partial x}) \Delta \omega_\partial = - a_1 a_{oc} \Delta M_{Cl} - \frac{dM_{Cl}}{dt}. \quad (3.12)$$

Из сравнения уравнений (3.12) и (3.10) следует, что введение жесткой обратной связи существенно расширяет области устойчивой работы, которая возможна при некоторых значениях $A_\partial < 0$, если $B > 0$, и, наоборот, при $B < 0$, если $A_\partial > 0$.

Условие аperiodического процесса определяется неравенством

$$(A_\partial + J a_1 a_{oc})^2 > (A_\partial a_{oc} + \frac{a_c}{B} \cdot \frac{\partial C}{\partial \omega_\partial} \cdot \frac{\partial M_\partial}{\partial x}).$$

Уменьшение a_c , т. е. смещение точки В вправо (см. рис. 3.9), облегчает возможность аperiodического процесса. Установившееся отклонение угловой скорости

$$\Delta n_{0\text{уст}} = - \frac{\Delta M_{C1}}{A_0 + \frac{a_c}{a_{oc} B} \cdot \frac{\partial M_0}{\partial x} \cdot \frac{\partial C}{\partial \omega_0}}$$

Преимущества гидромеханического регулятора в сравнении с регулятором прямого действия заключаются в уменьшении нечувствительности и возможности снижения массы грузов вследствие уменьшения силы, требуемой для перемещения муфты. Однако конструкция его более сложна. Основным недостатком обоих регуляторов является наличие статизма.

Гидромеханический регулятор с гибкой обратной связью (изодромный регулятор)

Гибкая связь в гидромеханических регуляторах, часто называемая изодромом (в переводе с греческого «одинаковая скорость»), соединяет исполнительный орган регулятора с золотником или опорой пружины посредством поршней и маслопровода.

На рис. 3.11 представлена упрощенная кинематическая схема изодромного регулятора, наиболее часто

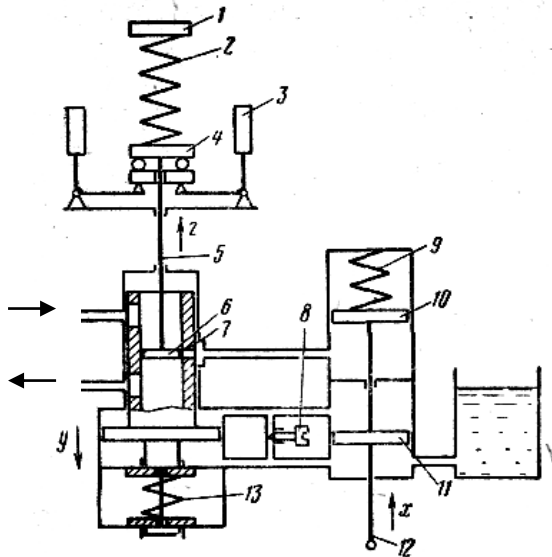


Рис. 3.11

применяемого на мощных тепловозах. Отличия от схемы (см. рис. 3.8a) в основном заключаются в добавлении золотниковой втулки 7 между золотником 6 и его корпусом, компенсационной пружины 13, игольчатого клапана 8 и компенсационного поршня 11 в сервомоторе. Все эти детали вместе с дополнительными маслопроводами представляют собой гибкую обратную связь (изодром). Золотниковое устройство состоит из двух частей: собственно золотника 6, часто называемого плунжером, и золотниковой втулки 7.

При уменьшении нагрузки золотник 6, поднимаясь вместе с муфтой 4, открывает отверстие и поршень 10 начинает опускаться, уменьшая подачу топлива. Одновременно опускается компенсационный поршень 11. Над ним создается разрежение, вследствие чего появляется избыточное давление под поршнем золотниковой втулки 7 и игольчатым клапаном 8. Так как проходное отверстие игольчатого клапана весьма мало, пространство над компенсационным поршнем заполняется в основном жидкостью из пространства над поршнем золотниковой втулки, которая поднимается, сжимая пружину 13, и частично закрывает отверстие, открываемое поднимающимся золотником 6.

Так же как и при жесткой обратной связи, в результате повышения

скорости поршня 10 и золотниковой втулки 7 и снижения скорости муфты 4 увеличение отверстия прекращается и начинается уменьшение его. Однако, когда движение поршня 10 и муфты 4 к концу переходного процесса становится медленным, компенсационная втулка под действием сжатой пружины 13 возвращается в первоначальное положение за счет перетекания жидкости из полости под поршнем в верхнюю полость через игольчатый клапан.

В установившемся процессе компенсационная втулка всегда занимает положение, когда обе опоры пружины 13 соприкасаются с корпусом золотника, как изображено на рис. 3.11. Равновесное состояние регулятора возможно при возвращении золотника в первоначальное положение перекрытия отверстия. Таким образом, положение муфты и угловая скорость двигателя не зависят от положения поршня и нагрузки. Следовательно, регулятор по установившемуся режиму является астатическим, хотя в переходном процессе действует как статический.

Уравнение гибкой обратной связи (изодром) может быть выведено на основании следующих соображений.

При перемещении поршня 10 (см. рис. 3.11), например, вверх над компенсационным поршнем 11 создается избыточное по отношению к нижней полости давление, вследствие чего золотниковая втулка перемещается вниз, преодолевая усилие $F_{пр}$ пружины. Часть жидкости перетекает через игольчатый клапан с проходным сечением $f_{и}$. Координату золотниковой втулки обозначим через y и положительным направлением будем считать перемещение ее вниз от нейтрального положения.

Расход жидкости через игольчатый клапан быть представлено уравнением

$$Q_{и} = f_{и} \mu \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{ев} - p_{ен})} = f_{кн} \frac{dx}{dt} - f_{ев} \frac{dy}{dt}, \quad (3.13)$$

где $f_{кн}$ — рабочая площадь поршня 11; $f_{ев}$ — верхняя рабочая площадь поршня золотниковой втулки; $p_{ев}, p_{ен}$ — давления жидкости сверху и снизу компенсационного поршня.

Пренебрегая трением, инерцией и падением давления в трубопроводах, можно написать уравнение равновесия сил, действующих на золотниковую втулку в равновесном положении:

$$p_{ев} f_{ев} = F_{кпр} - G_6 + p_{ен} f_{ен}$$

где $f_{вн}$ – нижняя рабочая площадь поршня золотниковой втулки; $F_{к\ np}$ – сила нажатия компенсационной пружины; $G_е$ – вес частей, связанных с золотниковой втулкой.

Сила нажатия пружины зависит от ее начального натяжения в установившемся положении и от перемещения золотниковой втулки. Поэтому расход жидкости является нелинейной функцией координаты последней. Используя разложение в ряд Тейлора, можно представить расход жидкости через игольчатый клапан равенством

$$Q_u = f_u \mu \sqrt{\frac{2}{\rho f_{ее}} [F_{к\ np} - G_е + p_{вн} (f_{вн} - f_{ее})]} = f_u \Phi_{u\ ycm} (y) + f_u \frac{d\Phi_u}{dy} \Delta y,$$

где $f_u \Phi_{u\ ycm}$ – расход жидкости в момент переходного процесса, когда золотниковая втулка занимает положение установившегося режима.

Подставив его в уравнение (3.13), получим линейное уравнение изодрома для движения поршня 10 вверх в абсолютных отклонениях:

(3.14)

При перемещении поршней сервомотора вниз уравнение равновесия сил, действующих на золотниковую втулку, имеет вид

$$p_{вн} f_{вн} = F_{к\ np} + G_е + p_{ее} f_{ее}. \quad (3.15)$$

Расход жидкости через игольчатый клапан равен

$$Q'_u = f_u \mu \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{вн} - p_{ее})} = f_u \mu \sqrt{\frac{2}{\rho f_{ее}} [F_{к\ np} + G_е - p_{ее} (f_{вн} - f_{ее})]} = f_u \Phi_{u1\ ycm} + f_u \frac{d\Phi_{u1}}{dy} \Delta y.$$

Учитывая изменения направления сил и перемещений, можно написать линейное приближенное уравнение изодрома для движения поршня сервомотора вниз в абсолютных отклонениях

$$f_{вн} \frac{dy}{dt} + f_u \frac{d\Phi_{u1}}{dy} \Delta y = f_{кн} \frac{dx}{dt} - f_{u1\ ycm}. \quad (3.16)$$

Это уравнение отличается от уравнения (3.14) коэффициентами $f_{вн}$, $\frac{d\Phi_{u1}}{dy}$ и $\Phi_{u1\ ycm}$, которые при перемене

направления движения золотниковой втулки изменяются вследствие изменения рабочей площади поршня золотниковой втулки и влияния ее веса. Можно так подобрать соотношение рабочих площадей компенсационного поршня и поршня золотниковой втулки, что коэффициенты уравнений (3.14) и (3.16) могут быть приблизительно одинаковыми.

Уравнение сервомотора изодромного регулятора отличается от уравнения (3.7) тем, что оно должно учитывать влияние компенсационного поршня. При движении поршня сервомотора вверх условие равенства сил, действующих на него, может быть представлено уравнением

$$p_1 f_2 = F_{np} + R + f_{кн} (p_{ее} - p_{вн})$$

Сечение проходного отверстия золотника зависит от разности перемещений золотника и золотниковой втулки. Линейным приближением этой зависимости является равенство

$$f_1 = c_1 (\Delta u - \Delta y). \quad (3.17)$$

Расход жидкости через отверстие золотника равен

$$Q_1 = f_2 \frac{dx}{dt} = f_1 \mu \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_1)} = f_1 \mu \sqrt{\frac{2}{\rho f_2} (f_2 p_n - F_{np} - R - f_{кн} p_{вн})}.$$

Используя уравнение (3.15), исключим переменное давление и получим уравнение изодрома

$$\frac{dx}{dt} = f_1 \mu \sqrt{\frac{2}{\rho f_2^3} \left[f_2 p_n - F_{np} - R - \frac{f_{кн}}{f_{ее}} (F_{кн} + G_е - p_{вн} f_{вн} + p_{ее} f_{ее}) \right]}.$$

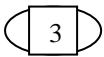
В подкоренном выражении правой части уравнения переменными являются силы пружин сервомотора и компенсационной, зависящие от положения поршня и золотниковой втулки соответственно. Если пренебречь их отклонениями, приняв средние значения, и использовать уравнение (3.17), можно получить линейное приближенное уравнение сервомотора при движении поршня вверх

$$\frac{dx}{dt} = a_2 (\Delta u - \Delta y).$$

Уравнение движения сервомотора при движении поршня вниз отличается в общем случае величиной коэффициента a_2 , который можно в случае необходимости сделать одинаковым для обоих направлений.

Как следует из рассмотрения условий устойчивой работы теплового двигателя с различными системами регуляторов, увеличение коэффициента саморегулирования двигателя с нагрузкой всегда расширяет область

устойчивой работы. При электрической передаче этот коэффициент в основном определяется характером зависимости магнитного потока генератора от угловой скорости и может в широких пределах изменяться путем выбора системы возбуждения генератора и характеристик ее элементов.



При движении поезда с ограниченной скоростью, одиночного локомотива или локомотива с малым числом вагонов, а также при разгоне поезда после остановки и т. п. полная мощность теплового двигателя не требуется. Для изменения ее в кабине машиниста предусматривается орган управления (рукоятка, педаль или кнопки), который посредством дистанционных приводов воздействует на режим работы теплового двигателя. Управление может быть ступенчатым, если орган управления и дистанционный привод имеют несколько определенных положений, или плавным, если привод может быть остановлен в любом положении.

Используются два основных способа воздействия на режим теплового двигателя: 1) изменение настройки регулятора скорости, т. е. изменения угловой скорости двигателя, и 2) принудительное перемещение реек топливных насосов, т. е. изменение подачи топлива. При первом способе все управление двигателем осуществляется через регулятор, который в этом случае называется многорежимным (при ступенчатом управлении) или всережимным (при плавном управлении). При втором способе настройка регулятора не изменяется, и он работает как регулятор безопасности, ограничивающий наибольшую угловую скорость двигателя, и как регулятор холостого хода при минимальной угловой скорости. Такой регулятор называется двухрежимным.

Многорежимный регулятор

Настройка регулятора изменяется посредством перемещения опоры 1 (см. рис. 3.12) измерительного органа. При этом сила сжатия пружины меняется, но жесткость цилиндрической пружины сохраняется и, следовательно, характеристика поддерживающей силы в зависимости от перемещения муфты переносится параллельно самой себе. При номинальной угловой скорости двигателя центробежная сила имеет наибольшую величину. Поэтому пружина должна иметь минимальную длину, т. е. опора 1 занимает самое нижнее положение. Поддерживающая сила F_1 при этом имеет наибольшую величину (линия A_1B_1 на рис. 3.12). Центробежные силы, соответствующие минимальной (z_2) и максимальной (z_1) подаче топлива, изображены прямыми OA_1 и OB_1 .

Для уменьшения угловой скорости необходимо переместить опору 1 вверх. При этом характеристика поддерживающей силы снижается до F_2 (линия A_2B_2), равновесные центробежные силы уменьшаются и их характеристики для предельных величин подачи топлива занимают положение прямых OA_2 и OB_2 . Статизм регулятора при снижении угловой скорости увеличивается, что видно из следующего.

При номинальной скорости степень статизма равна

$$\delta_1 = \frac{F_{\epsilon 1}}{2C_{cp1}} = \frac{2F_{\epsilon 1}}{k_{\mu} z_2 (\omega_{Д A1} + \omega_{Д B1})^2},$$

где $F_{\epsilon 1}$ – восстанавливающая сила; $\omega_{Д A1}$, $\omega_{Д B1}$ – угловые скорости, соответствующие максимальной и минимальной подаче топлива при характеристике $A_1 B_1$ поддерживающей силы

При настройке на минимальную угловую скорость степень статизма равна

$$\delta_2 = \frac{F_{\epsilon 2}}{2C_{cp2}} = \frac{2F_{\epsilon 2}}{k_{\mu} z_2 (\omega_{Д A2} + \omega_{Д B2})^2}$$

При снижении угловой скорости восстанавливающая сила возрастает вследствие увеличения угла между линиями центробежной и поддерживающей сил. Таким образом, степень статизма растет не только из-за уменьшения центробежной силы, но и вследствие увеличения восстанавливающей силы.

Нечувствительность регулятора прямого действия, пропорциональная силе сухого трения, увеличивается вследствие уменьшения центробежной силы. Нечувствительность гидромеханического регулятора, которая в основном зависит от мертвого хода муфты, возрастает при снижении угловой скорости приблизительно так же, как степень статизма, так как вследствие мертвого хода координата z меняется в некоторых пределах.

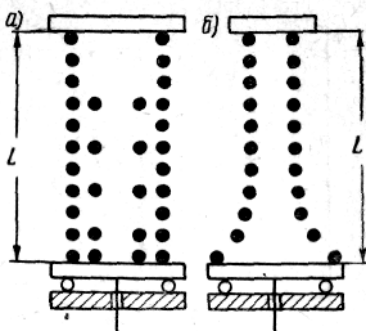


Рис. 3.13

Крутизну поддерживающей силы выбирают по условиям устойчивой работы двигателя с регулятором при номинальной угловой скорости. Для повышения точности регулирования при пониженных угловых скоростях целесообразно уменьшить крутизну поддерживающей силы, т. е. жесткость пружины регулятора. Это может быть выполнено путем использования нескольких пружин различной жесткости, которые постепенно вступают в действие при опускании опоры (рис. 3.13а), или применения пружины с переменным диаметром (рис. 3.13б). В первом варианте результирующая жесткость изменяется ступенями (рис. 3.14а). Во втором варианте при опускании опоры в первую очередь сжимаются и выводятся из действия витки большого диаметра, так что жесткость пружины плавно

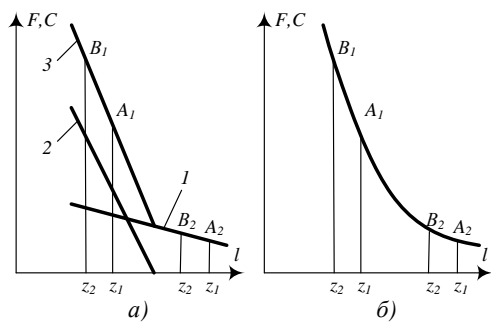


Рис. 3.14

3. При ограничении максимальной скорости вводится более жесткая пружина 2. Рычаг б шарнирно соединен с рейками топливных насосов (точка C), с муфтой 5 измерителя (точка A) и приводом управления (точка B). Схема изображена для случая, когда орган управления установлен в положение холостого хода, которому соответствует определенное положение привода, т. е. точки B. Если при работе без нагрузки момент сопротивления потерь или крутящий момент двигателя изменяется, отклонение угловой скорости меняет положение точки A при неподвижной точке B и подача топлива изменяется как в обычном регуляторе прямого действия. Величина поддерживаемой угловой скорости определяется силой нажатия пружины 3.

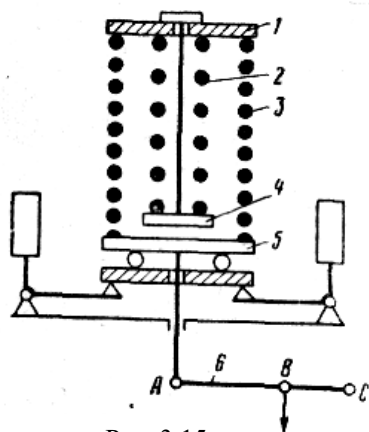


Рис. 3.15

Подача топлива задается положением привода управления. Если вследствие уменьшения или сброса нагрузки при некотором положении его скорость превысит максимальную, центробежная сила становится больше поддерживающей силы, муфта поднимается, сжимая обе пружины, и поворачивает рычаг б в направлении уменьшения подачи топлива, поддерживая приблизительно постоянную скорость.

Таким образом, двухрежимный регулятор действует как регулятор холостого хода и как предельный. На рабочих режимах машинист рукояткой управления задает подачу топлива, а угловая скорость устанавливается в результате взаимодействия крутящего момента и момента сопротивления в точке равновесия.

Гидромеханические регуляторы действуют относительно медленно и использование их в качестве регуляторов безопасности недостаточно эффективно. Они применяются обычно в качестве многорежимных регуляторов, а для защиты от чрезмерной скорости часто предусматриваются дополнительные предельные регуляторы прямого действия, настраиваемые на угловую скорость выше номинальной.

Характеристики момента дизеля с многорежимным регулятором (рис. 3.16 а) представляют собой сетку регуляторных характеристик, число которых при ступенчатом управлении равно числу положений органа управления, а наклон определяется степенью статизма регулятора; при изодромном регуляторе они вертикальны.

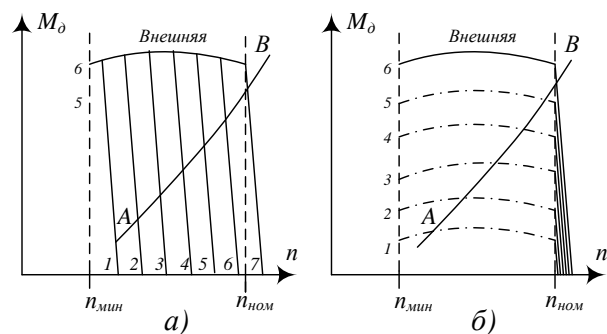


Рис. 3.16

Работа дизеля под нагрузкой возможна в любой точке каждой из характеристик и определяется моментом сопротивления нагрузки (линия AB), а также положением органа управления, которым задается угловая скорость; подачу топлива устанавливает регулятор.

Устойчивость работы зависит главным образом от параметров регулятора. Если орган управления установлен в положение номинальной скорости, а момент сопротивления пересекает внешнюю характеристику при меньшей скорости, регулятор достигает положения упора, а режим дизеля с нагрузкой устанавливается путем саморегулирования и устойчивость его работы зависит лишь от характеристик крутящего момента и момента сопротивления.

увеличивается вследствие уменьшения числа действующих витков и их диаметра (рис. 3.14б).

Двухрежимный регулятор.

Как уже указывалось, двухрежимные регуляторы применяются на дизелях, управление которыми осуществляется путем изменения положения реек топливных насосов. Таким образом, рейки топливных насосов должны быть связаны механически с приводом управления, положение которого определяется машинистом, и с исполнительным органом регулятора, причем эти связи не должны препятствовать работе каждого из указанных органов.

Простейшая кинематическая схема двухрежимного регулятора прямого действия изображена на рис. 3.15. Для поддержания малой скорости при холостом ходе служит пружина 3. Если при работе без нагрузки момент сопротивления потерь или крутящий момент двигателя изменяется, отклонение угловой скорости меняет положение точки A при неподвижной точке B и подача топлива изменяется как в обычном регуляторе прямого действия. Величина поддерживаемой угловой скорости определяется силой нажатия пружины 3.

При включении нагрузки машинист переводит орган управления в положение большей подачи топлива, что на схеме соответствует перемещению точки B вверх. Вследствие этого рычаг б поворачивается относительно точки A против часовой стрелки, увеличивая подачу топлива. Угловая скорость двигателя растет, грузы расходятся и муфта поднимается до соприкосновения с диском 4. Пружина 2 настроена так, что дальнейший подъем муфты возможен лишь при превышении максимальной угловой скорости. Следовательно, при всех рабочих скоростях независимо от положения привода управления муфта неподвижна и регулятор не действует.

При двухрежимном регуляторе (рис. 3.16б) положение органа управления задает внешнюю или частичные характеристики дизеля, ограничивающиеся по скорости регуляторными характеристиками, наклон которых, как и в предыдущем случае, зависит от степени статизма.

Режим работы определяется также пересечением момента сопротивления AB с одной из характеристик, но в этом случае положение органа управления задает подачу топлива, а угловая скорость зависит от момента сопротивления. Устойчивость работы определяется в этом случае характеристиками дизеля и нагрузки. Если орган управления задает подачу топлива больше, чем требуется по нагрузке (точка B), то регулятор уменьшает подачу топлива, и тогда устойчивость зависит от параметров регулятора.



Основные выводы и соотношения, приведенные выше, справедливы и для ГТУ. Однако необходимо учитывать и некоторые особенности работы и характеристик последних. К валу турбины одновальной ГТУ приложены момент сопротивления компрессора M_K и нагрузки M_C . Уравнение движения одновальной ГТУ можно написать в форме

$$J \frac{d\omega_d}{dt} = M_T - M_K - M_C,$$

где $M_T = f(x, n_d)$ – крутящий момент турбины; J – момент инерции вращающихся масс, связанных с валом турбины.

Если принять давление и температуру наружного воздуха постоянными, то M_K зависит только от угловой скорости и изменяется приблизительно пропорционально второй степени последней (рис. 3.17).

Если в трубопроводе, по которому подводится топливо к регулирующему органу (топливному клапану), давление поддерживается постоянным независимо от угловой скорости вала турбины, например, при наличии регулятора давления, то крутящий момент турбины при различных положениях регулирующего органа падает по мере увеличения угловой скорости (линии AB, A_1B_1, \dots). Если же при увеличении угловой скорости турбины пропорционально или более интенсивно растет давление топлива, то крутящий момент также возрастает (линии AC, A_1C_1, \dots). Такие характеристики

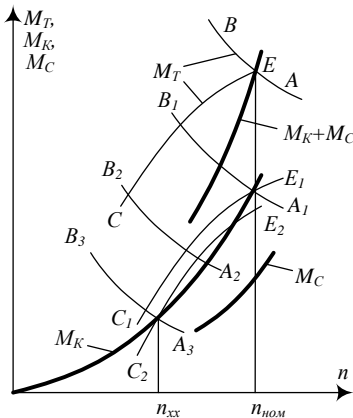


Рис. 3.17

получаются, например, когда топливо поступает к топливному клапану от насоса, приводимого турбиной без промежуточного регулятора давления.

При холостом ходе ($M_C = 0$) в первом случае возможность устойчивой работы ГТУ обеспечивается благодаря взаимному расположению характеристик C_2E_2 и A_3B_3 . Если момент турбины растет с увеличением угловой скорости, например по линии C_2E_2 , режим работы ГТУ может оказаться статически неустойчивым. При нагрузке в первом случае статическая устойчивость возможна даже при относительно неблагоприятной характеристике момента нагрузки, например, при $M = const$. Когда момент турбины растет при увеличении скорости, возможность устойчивой работы, в особенности при малых угловых скоростях, существенно зависит от наклона характеристики момента нагрузки и не всегда обеспечивается. Поэтому при характеристиках турбины вида CE, C_1E_1, \dots автоматическое регулирование, как правило, применяется. При постоянном давлении топлива ГТУ может работать без регулятора. Однако нередко регуляторы используют и в этом случае для лучшей стабилизации скорости.

В ГТУ со свободной тяговой турбиной к валу компрессорной турбины приложен только момент сопротивления компрессора и условия устойчивой работы последнего зависят от характеристик турбины и компрессора.

Как правило, для турбокомпрессора предусматривается автоматическое регулирование угловой скорости. Режим тяговой турбины определяется характеристиками турбины, близкими по форме к линиям AB, A_1B_1, \dots , и характеристикам момента нагрузки. Если момент нагрузки растет при увеличении угловой скорости, в регуляторе нет необходимости.

В системах автоматического регулирования ГТУ часто включают узлы ограничения максимальной температуры газов перед турбиной и мощности при низких температурах наружного воздуха. Кроме того, для ГТУ требуется более точное, чем для дизеля, программное регулирование мощности в зависимости от угловой скорости для предотвращения опасности помпажных колебаний и т. п.

Если в процессе регулирования подача топлива увеличивается быстрее, чем угловая скорость компрессора, то температура газов перед турбиной может превысить допустимую. Поэтому в систему регулирования вводятся устройства, замедляющие перемещение регулирующего органа.

В системах автоматического регулирования газотурбовозов с электропередачей предусматривают, как правило, объединенное регулирование ГТУ и генератора. Регуляторы применяют многорежимные с дистанционным управлением от рукоятки контроллера машиниста. Число положений контроллера выбирается значительно больше, чем на тепловозах (20—30), так как резкое изменение режима работы ГТУ опасно. В ряде газотурбовозов при перемещении рукоятки контроллера одновременно с изменением настройки регулятора на

более высокую угловую скорость увеличивается посредством второго дистанционного привода управления наибольшей подача топлива, поддерживаемая регулятором путем изменения возбуждения генератора. Для устранения опасности резкого увеличения подачи топлива при быстром перемещении рукоятки сразу на несколько положений, в контроллер вводят блокировки, препятствующие повороту сразу на несколько положений, или устройства, замедляющие поворот рукоятки.