

ОСНОВЫ ТЕОРИИ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ

2016

Оглавление

1	Тест	2
1.1	Введение в теорию автоматического управления	2

Глава 1

Тест

1.1 Введение в теорию автоматического управления

На рубеже XVIII-XIX веков в эпоху промышленного переворота в Европе начинается новый этап развития автоматики, связанный с внедрением ее в промышленность. 1765 год знаменуется постройкой регулятора уровня котла паровой машины И.И. Ползунова. В 1784 го-ду появляется центробежный регулятор скорости паровой машины Дж.Уатта.

В это время формируется ряд важных принципов автоматики: принцип регулирования по отклонению Ползунова - Уатта и принцип регулирования по нагрузке Понселе. Первый из них развился в концепцию обратной связи, второй - в теорию инвариантности (Г.В. Ши-панов, Н.Н. Лузин, Б.Н. Петров). Идея регулирования по нагрузке может быть проиллюстрирована на примере генератора с последова-тельным (сериесным) возбуждением (рис. 1.1). При изменении нагрузки меняется ток возбуждения, который соответствующим изменением магнитного потока компенсирует дополнительное падение напряжения на внутреннем сопротивлении якоря генератора. Однако если при этом по каким-либо причинам изменяется скорость вращения якоря генератора, то за-стабилизировать напряжение на нагрузке в этой схеме уже не удастся.

От этого недостатка свободна схема, приведенная на рис. 1.2 - именно вследствие использования принципа обратной связи. В этой схеме входной потенциометр служит для задания (коэффициент) величины стабилизируемого на-

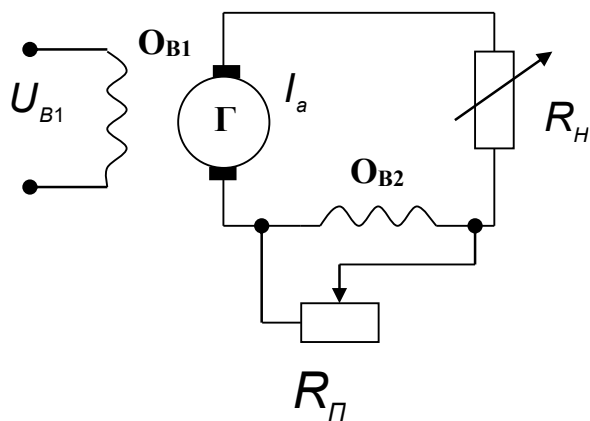


Рис. 1.1 – Пример регулирования по возмущению

пряжения; потенциометр, подключенный к якору генератора, позволяет регулировать коэффициент обратной связи. В этом случае, в отличие от систем регулирования по возмущению, не важно, какая именно причина вызвала изменение регулируемой величины. При изменении напряжения на щётках генератора в соответствии с электрической схемой изменяется напряжение на обмотке возбуждения. При отрицательном знаке обратной связи знак приращения напряжения возбуждения противоположен знаку изменения напряжения якоря генератора. В итоге результирующая величина отклонения напряжения генератора уменьшается по сравнению с соответствующим уходом напряжения в системе без обратной связи.

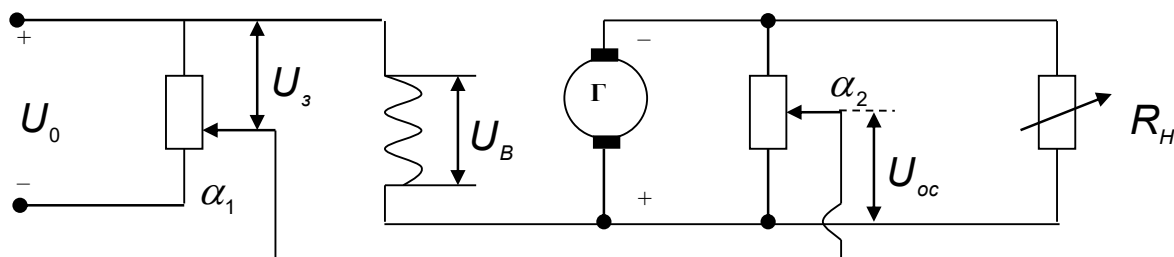


Рис. 1.2 – Стабилизация напряжения генератора с использованием обратной связи

На этом же принципе построена приведенная на рис. 1.3 система стабилизации скорости паровой машины Уатта. На рис. 1.4 представлена её функциональная схема. В данной системе с увеличением нагрузочного момента M_H падают обороты турбины ω , что приводит к уменьшению расстояния $2r$ между

грузиками центробежного регулятора. Вследствие этого заслонка поднимается (увеличивается расстояние S) и растёт расход пара Q , подаваемого в турбину. Это приводит к росту числа оборотов турбины ω а следовательно, к компенсации нагрузочного момента M_H

При изменении нагрузки на валу паровой машины после окончания переходных процессов сохраняется так называемая статическая ошибка. Если бы это было не так, то грузики центробежного регулятора, а вместе с ними и заслонка заняли бы своё первоначальное положение, и не изменившееся в результате количество подаваемого в турбину пара не смогло бы уравновесить изменившийся момент нагрузки. Такая система называется статической. Работа её осуществляется именно за счёт наличия *статической* ошибки.

Рассматриваемая система относится к классу систем *прямого* действия, то есть таких, в которых для реализации регулятора не используются дополнительные источники энергии. В данном случае это плохо, потому что для мощных установок перемещение тяжёлой заслонки потребует неразумно громоздкого и тяжёлого центробежного регулятора.

Таким образом, система является статической системой прямого действия.

Введём следующие определения:

статистической системой называют систему, работающую за счет статической ошибки;

системой прямого действия называют систему, регулятор которой не имеет собственных источников энергии.

структурной схемой называется блок-схема, каждый элемент которой отображает некоторый математический оператор (группу операторов), описывающий рассматриваемую систему.

Использование функциональных и структурных схем позволяет более наглядно представить взаимосвязь между отдельными основными и промежуточными переменными объектов и систем управления

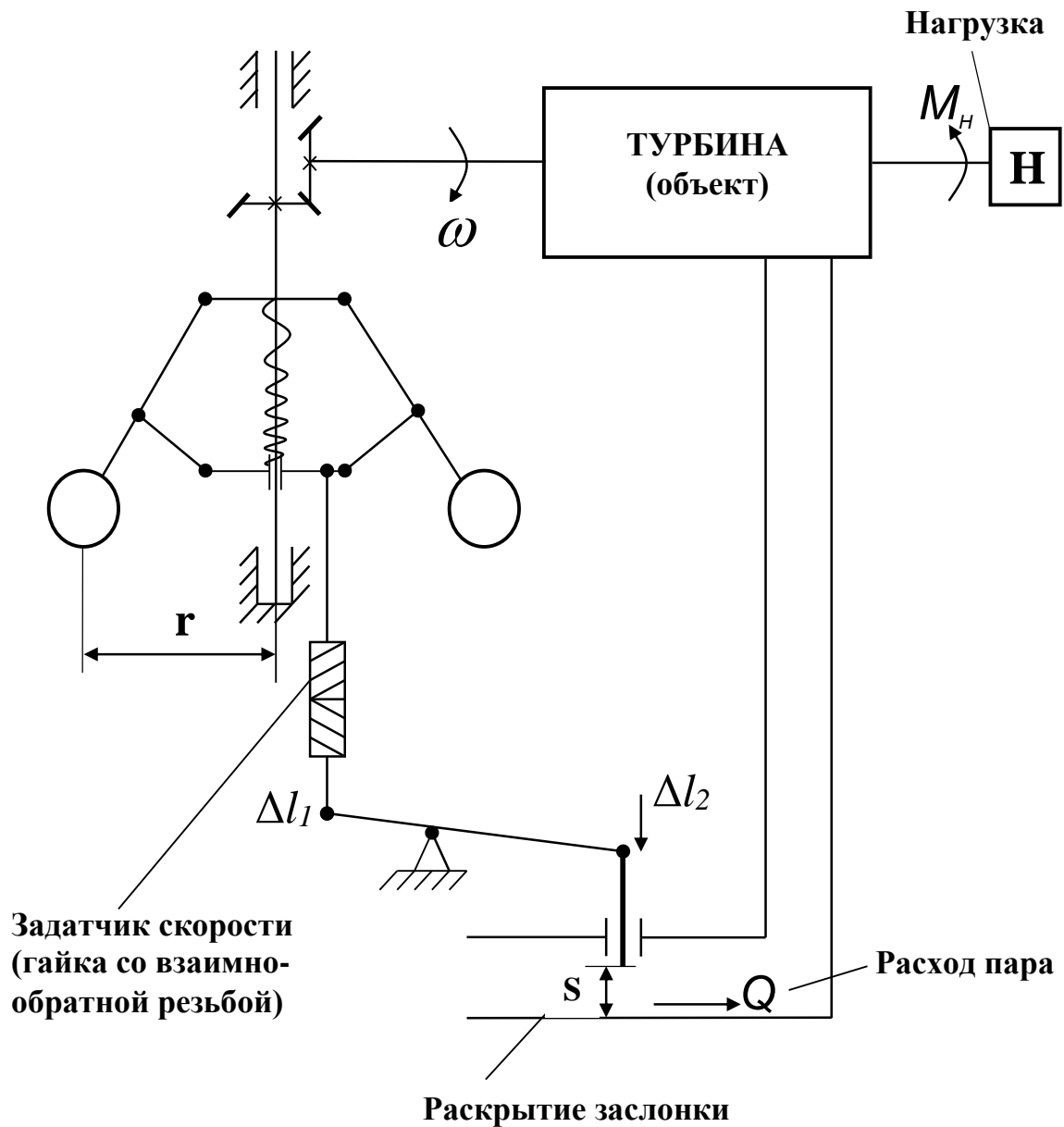


Рис. 1.3 – Система стабилизации скорости правой машины

Типовая функциональная схема системы автоматического управления (САУ) представлена на рис. 1.5,

где

u — управляющий сигнал;

y — управляемый сигнал;

f — возмущающее воздействие.

Кружок с четырьмя секторами является сумматором, причём сигнал, по-

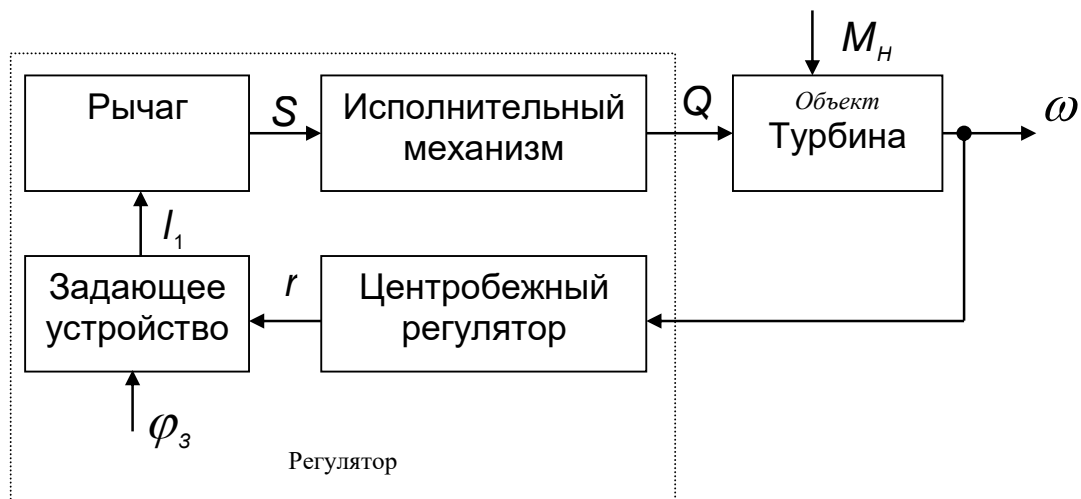


Рис. 1.4 – Функциональная схема системы стабилизации скорости турбины

ступающий на зачернённый сектор, изменяет свой знак (вычитается).

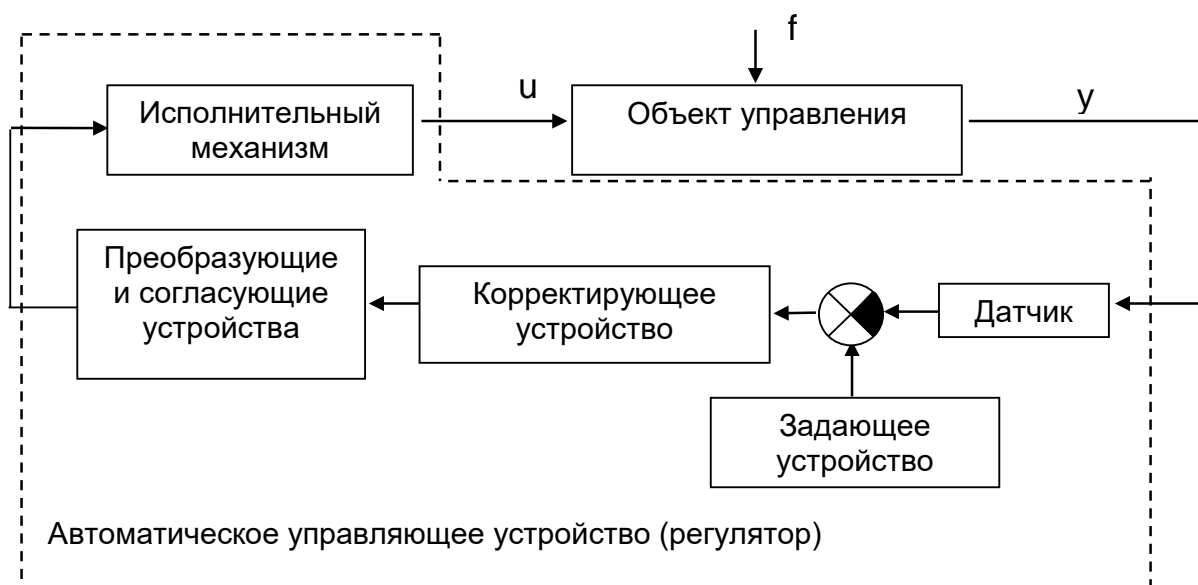


Рис. 1.5 – Типовая функциональная САУ

Рассмотрим вариант системы стабилизации скорости турбины, в котором сделана попытка устранить недостатки, присущие рассмотренной выше статической системе прямого действия. На рис. 1.6 показан регулятор для этой системы.

Для этого в систему введен гидравлический усилитель, включающий в себя золотник, силовой цилиндр и масляный насос. Такая система, в которой энергия регулятора потребляется от отдельного источника, называется *системой непрямого действия*.

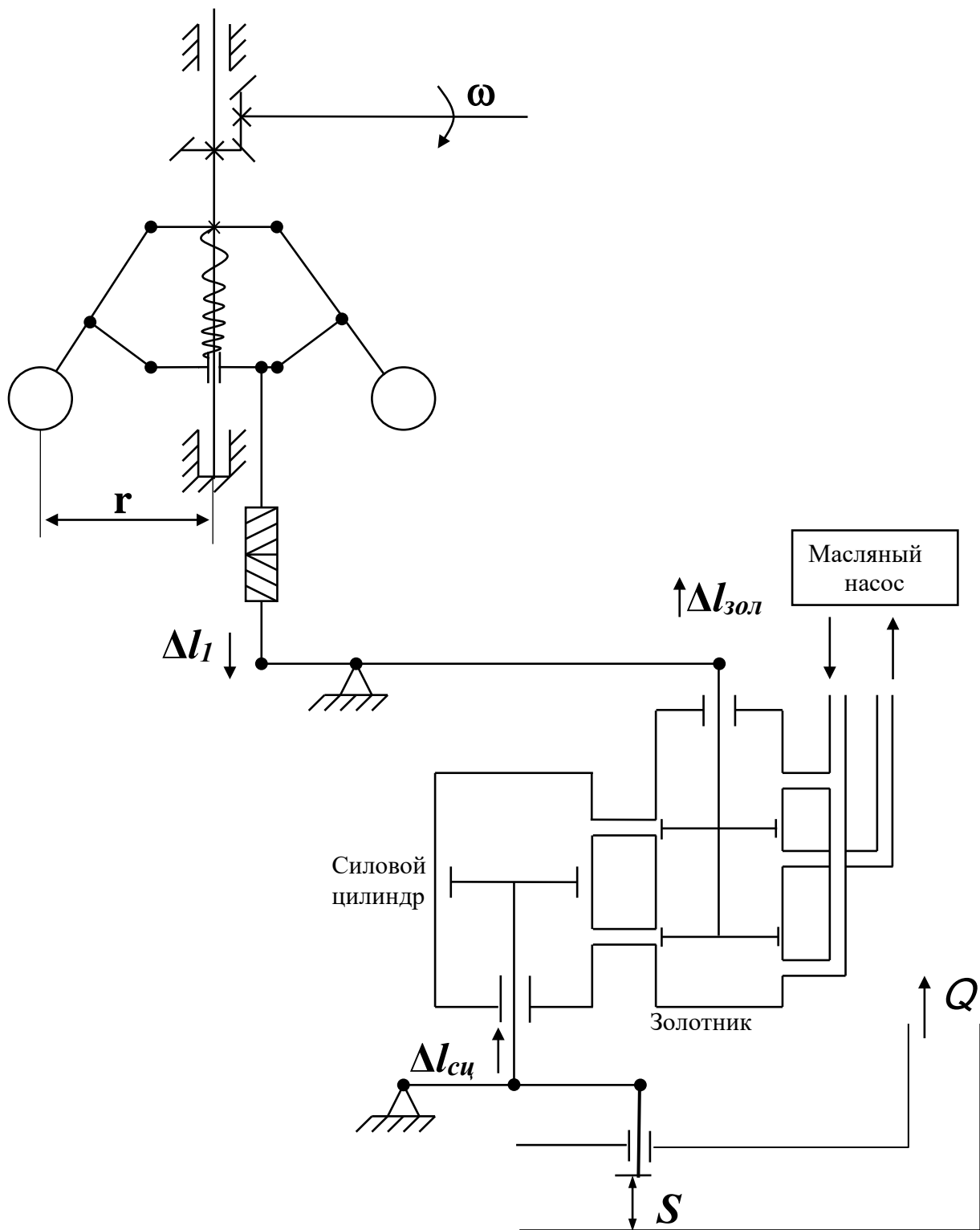


Рис. 1.6 – Регулятор системы стабилизации скорости турбины с использованием гидравлического усилителя

При заданной скорости расстояние между грузиками центробежного регулятора равно номинальному значению ($r = r_0$), положение плеча золотника $l_{\text{зол}}$ также равно номинальному значению ($l_{\text{зол}} = l_{\text{зол}0}$), при этом поршень золотника полностью перекрывает выходные отверстия, следовательно, положение поршня силового цилиндра неизменно.

С увеличением нагрузочного момента M_H падают обороты турбины ω , что приводит к уменьшению расстояния между грузиками центробежного регулятора. В результате изменяется положение поршенька золотника. Это, в свою очередь, приводит к перемещению поршня силового цилиндра, а следовательно, и к дополнительному приоткрытию заслонки S . Соответственно увеличивается расход пара, возрастает скорость оборотов турбины ω и увеличивается расстояние r . Статика (установившееся состояние) в системе возможна только тогда, когда $l_2 = l_{20}$, то есть когда полностью перекрыты перепускные отверстия золотникового устройства.

Теоретически в этой системе статическая ошибка равна нулю, то есть данная система является *астатической*. В ней отсутствует статическая связь между скоростью и положением заслонки.

Рассмотрим упрощенные уравнения системы. Начнём с уравнения объекта. Очевидно, что изменение скорости турбины может происходить лишь в тех случаях, когда нарушается равновесие между движущим моментом турбины M_T и моментом нагрузки M_H :

$$J \frac{d\Delta\Omega}{dt} = \Delta M_T - \Delta M_H \quad (1.1)$$

где J — суммарный момент инерции, приведённый к валу турбины.

С целью упрощения в уравнении (1.1) использованы приращения скорости и моментов. Более подробно такой подход будет рассмотрен в разделе, посвященном линеаризации систем.

Будем полагать, что приращение момента турбины пропорционально приращению количества подаваемого пара

$$\Delta M_T = K_T \Delta Q$$

Запишем уравнение центробежного регулятора. Полагая, что сами отклонения скорости и вызванные ими приращения внутренних переменных регулятора малы, мы можем выразить все зависимости в линейном виде. Тогда приращения скорости раскрытия грузиков и изменение положения поршенька золотника будут связаны линейными зависимостями:

$$\Delta r = K_{\omega} \cdot \Delta \omega ; \quad (1.2)$$

$$\Delta l_{\text{зол}} = -K_r \cdot \Delta r.$$

Составляя уравнение гидравлического усилителя, учтём, что скорость перемещения поршня силового цилиндра пропорциональна величине открытия перепускных отверстий золотника, то есть приращению $l_{\text{зол}}$:

$$\frac{d\Delta l_{\text{сц}}}{dt} = K_{\text{зол}} \cdot \Delta l_{\text{зол}}. \quad (1.3)$$

Приращение координаты штока силового цилиндра повлечет за собой изменение положения заслонки и, следовательно, изменение количества подаваемого в турбину пара:

$$\Delta Q = K_{\text{сц}} \cdot \Delta l_{\text{сц}}. \quad (1.4)$$

Продифференцировав уравнение (1.4) и учитывая уравнения для центробежного регулятора (1.2) и гидравлического усилителя (1.3), получим уравнение для регулятора:

$$\frac{d\Delta Q}{dt} = -K_p \cdot \Delta \omega, \quad (1.5)$$

где $K_p = K_{\text{сц}} \cdot K_{\text{зол}} \cdot K_r \cdot K_{\omega}$ — коэффициент регулятора.

Запишем совместно уравнения объекта и регулятора

$$\begin{cases} \frac{d\Delta \Omega}{dt} = k_q \cdot \Delta - K_H \cdot \Delta M_H; \\ \frac{d\Delta Q}{dt} = -K_p \cdot \Delta \omega, \end{cases}$$

продифференцируем первое уравнение и подставим в него второе:

$$\frac{d^2\Delta\omega}{dt^2} = K_q(-K_p \cdot \Delta\Omega) - K_H \frac{d\Delta M_H}{dt}.$$

При условии постоянства нагрузки получаем уравнение свободного движения всей системы

$$\frac{d^2\Delta\omega}{dt^2} + K \cdot \Delta\omega = 0, \quad (1.6)$$

где

$$K = K_p \cdot K_q.$$

Соответствующее характеристическое уравнение имеет вид

$$\lambda^2 + K = 0,$$

его корни - $\lambda_{1,2} = \pm j\sqrt{K}$,

Таким образом, решение уравнения (1.6) имеет вид

$$\Delta\omega(t) = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t} = A \sin(\sqrt{K} \cdot t + \varphi), \quad (1.7)$$

где A и φ определяются начальными условиями.

В результате решения получили, что в данной системе в принципе не существует установившегося (статического) состояния. Следовательно, система неработоспособна.

С целью успокоения незатухающих колебаний (1.7) введём в систему демпфер (рис. 1.7) и рассмотрим, что в ней происходит при изменении нагрузки. С увеличением нагрузочного момента M_H уменьшается скорость вращения турбины ω , что приводит к уменьшению расстояния r между грузиками центробежного регулятора. Это влечет за собой изменение положения поршенька золотника $\Delta l_{\text{зол}}$, а следовательно, и изменение положения поршня силового цилиндра. При этом одновременно происходит два процесса.

Во-первых, вместе со штоком силового цилиндра опускаются поршень и цилиндр демпфера, уменьшая первоначальное изменение $\Delta l_{\text{зол}}$. Скорость перемещения поршня демпфера относительно его цилиндра невелика и регулируется с помощью специального дросселя Др.

Во-вторых, приоткрывается заслонка, увеличивая количество подаваемого в турбину пара, и начинает расти скорость ω .

За счёт первого движения поршни золотника могут перекрыть перепускные отверстия ещё до восстановления номинального значения ω . В то же время пружины стремятся вернуть демпфер в исходное положение, и, в конечном итоге, Δl_2 стремится к нулю. Теперь уже перепускные отверстия золотника будут перекрыты только при номинальной скорости. Следовательно, система с демпфером, как и предыдущая, является астатической. Рассмотрим, как повлияло введение демпфера на незатухающие колебания, выявленные в предыдущем варианте системы. Считая отклонения от номинального режима малыми, запишем уравнения элементов регулятора. Как и раньше,

$$\Delta r = K_\omega \Delta \omega, \quad (1.8)$$

$$\Delta l_1 = -K \cdot \Delta r;$$

$$\frac{d}{dt} l_{\text{сц}} = K_{\text{зол}} \Delta l_{\text{зол}}. \quad (1.9)$$

В отличие от предыдущей системы, в данном случае положение штока золотника зависит не только от центробежного регулятора, но и от демпфера:

$$\Delta l_{\text{зол}} = K_1 \cdot \Delta l_1 - K_2 \cdot \Delta l_2. \quad (1.10)$$

Упрощенные уравнения демпфера основываются на равенстве сил пружин:

$$\Delta F_{\text{пр}} = K_{\text{пр}} \cdot \Delta l_2.$$

и сил, связанных с перемещением поршня демпфера относительно корпуса:

$$F_{\text{д}} = k_{\text{д}} \frac{d(l_{\text{сц}} - l_2)}{dt},$$

или

$$\frac{K_{\text{д}}}{K_{\text{пр}}} \cdot p \Delta l_2 = \frac{K_{\text{д}}}{K_{\text{пр}}} \cdot p \Delta l_{\text{сц}}.$$

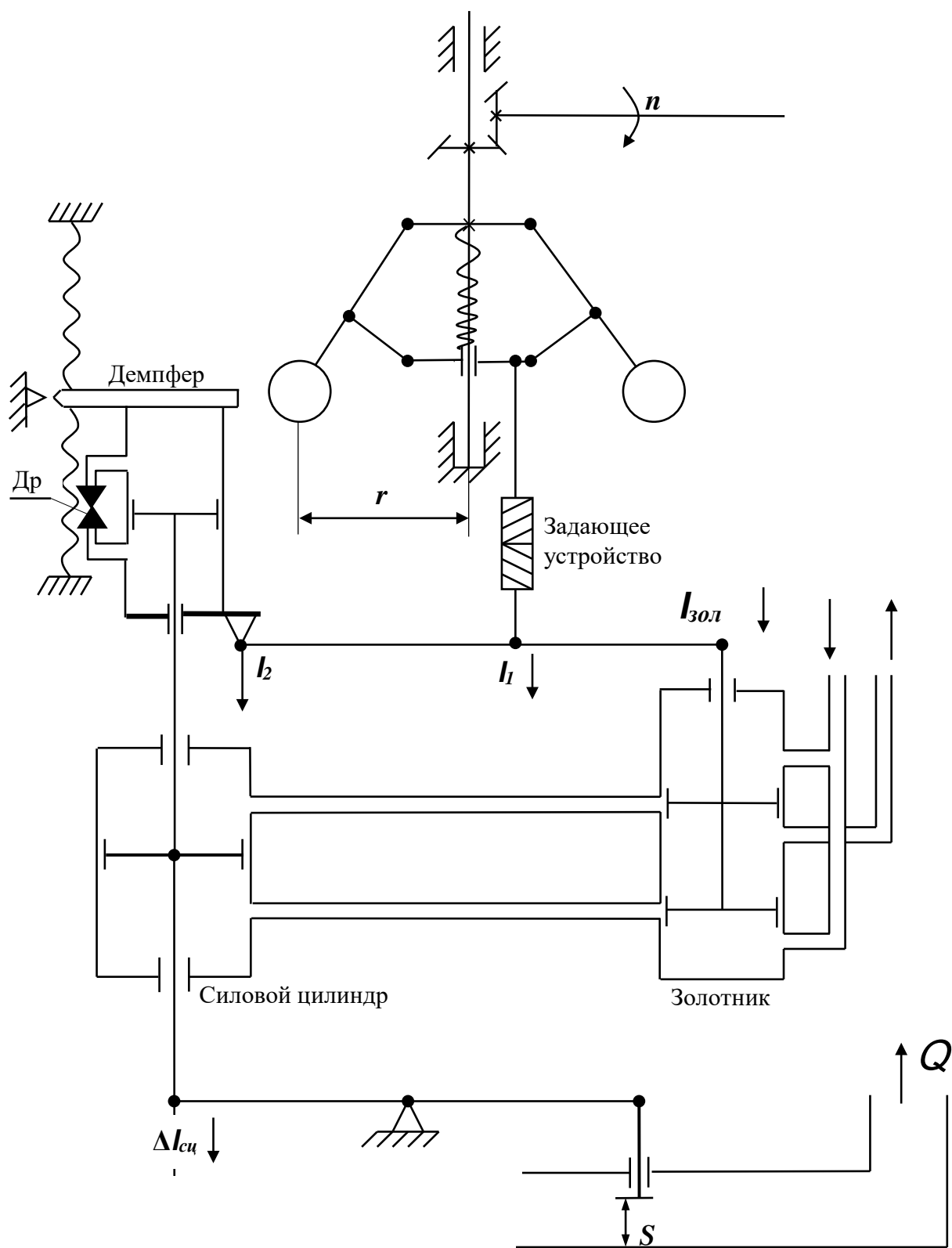


Рис. 1.7 – Регулятор системы стабилизации скорости турбины с использованием успокоительного демпфера

Таким образом, изображения перемещений штока силового цилиндра и корпуса демпфера связаны соотношением

$$\Delta l_2 = \frac{T_{\text{д}} p}{T_{\text{д}} p + 1} \cdot \Delta l_{\text{сц}}, \quad (1.11)$$

где постоянная времени демпфера

$$T_{\text{д}} = K_{\text{д}}/K_{\text{пр}}.$$

Из (1.9) и (1.10) следует