

Впервые автоматический регулятор построен в 1765 г. И.И.Ползуновым

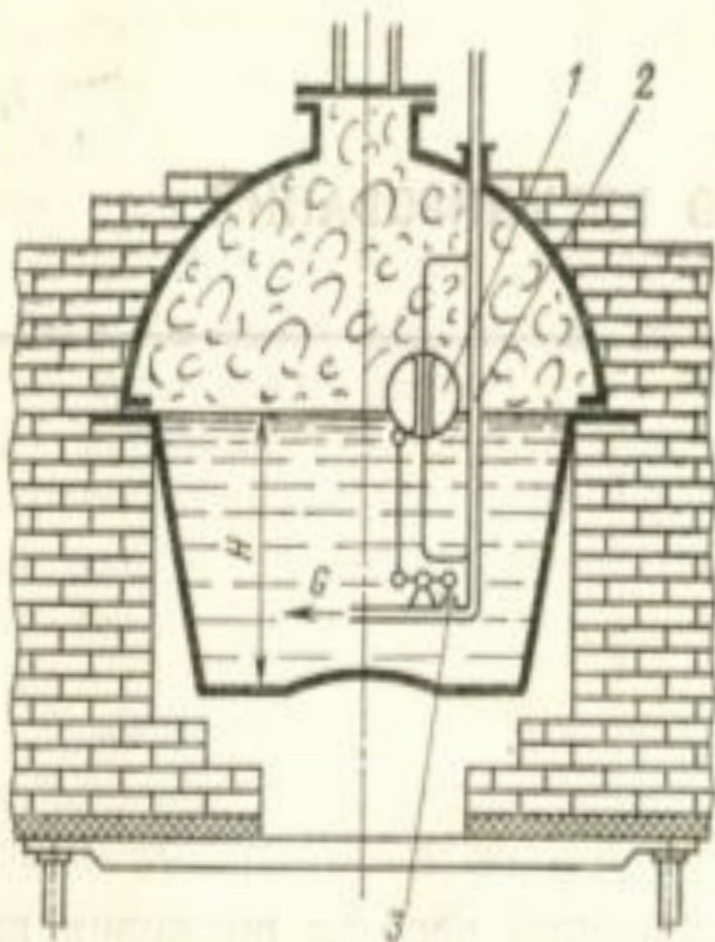


Рис. 1. Регулятор системы И. И. Ползунова

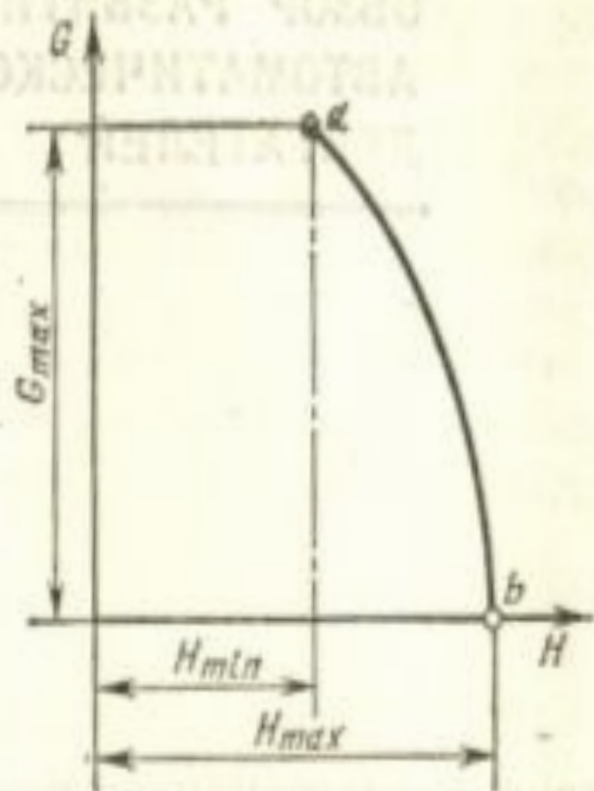


Рис. 2. Характеристика регулятора системы И. И. Ползунова

1786 г. Центробежный регулятор Д.Уатта

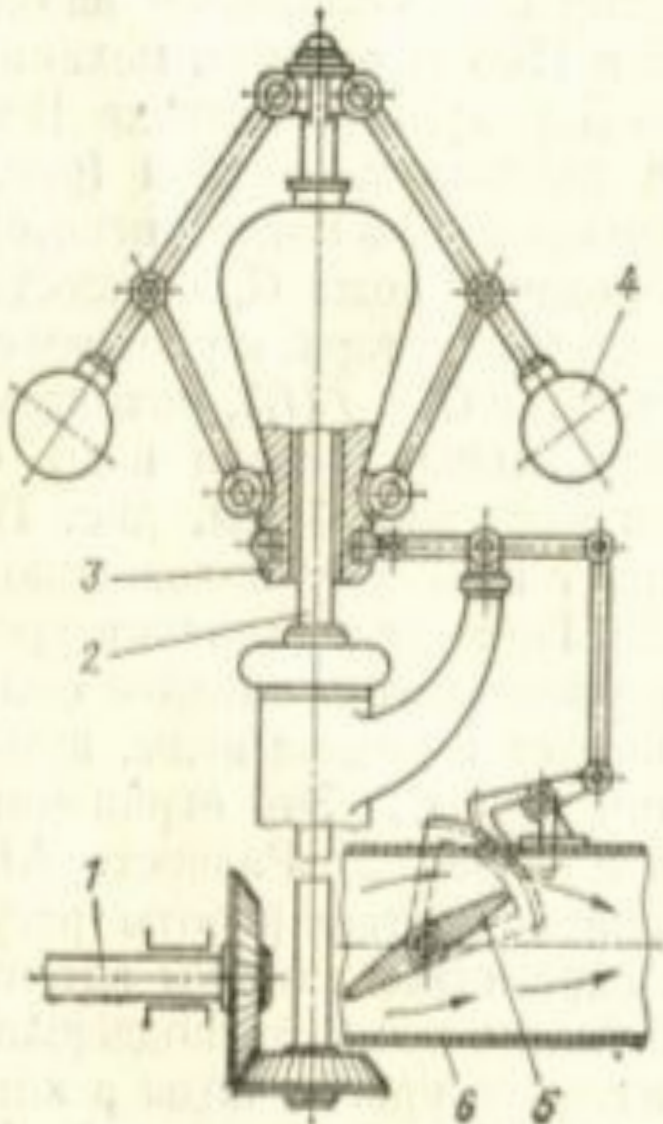
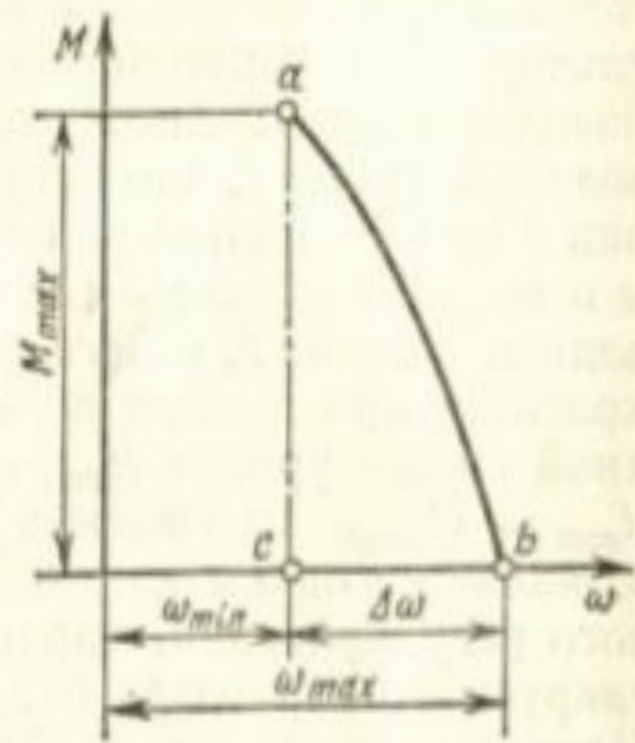


Рис. 3. Регулятор системы Д. Уатта

Рис. 4. Характеристика регулятора системы Д. Уатта



История развития теории АР

19 век – появление двс , повышение требований к качеству регулирования n об/мин (степень неравномерности).

Применялся АР Д.Уатта

Появление АР с регулированием:

- по нагрузке (принцип Понселе)
- по ускорению (принцип братьев Сименс)

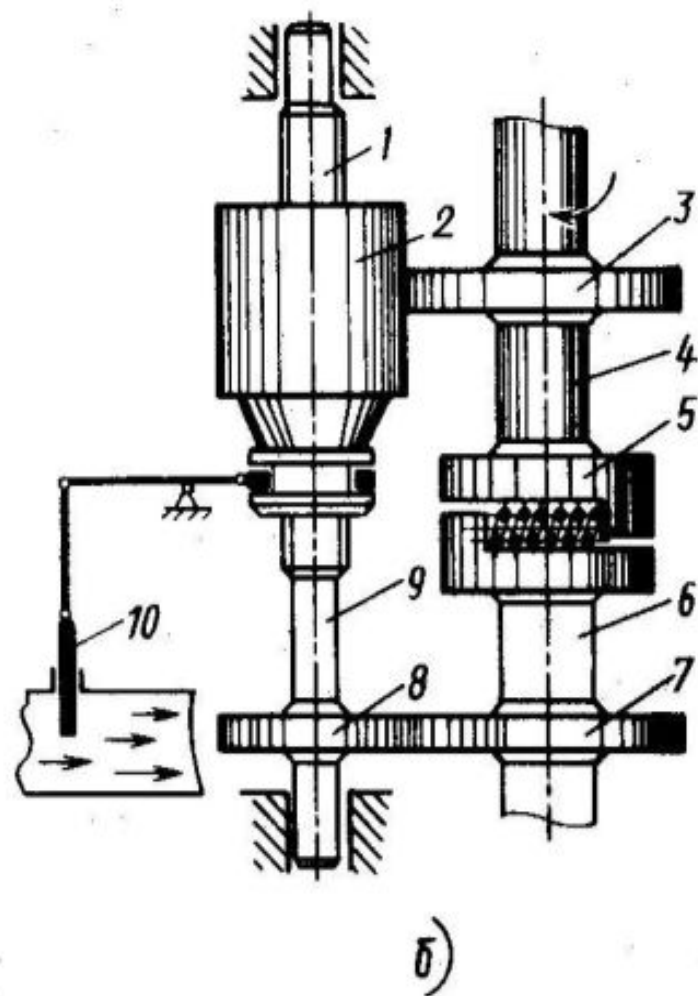
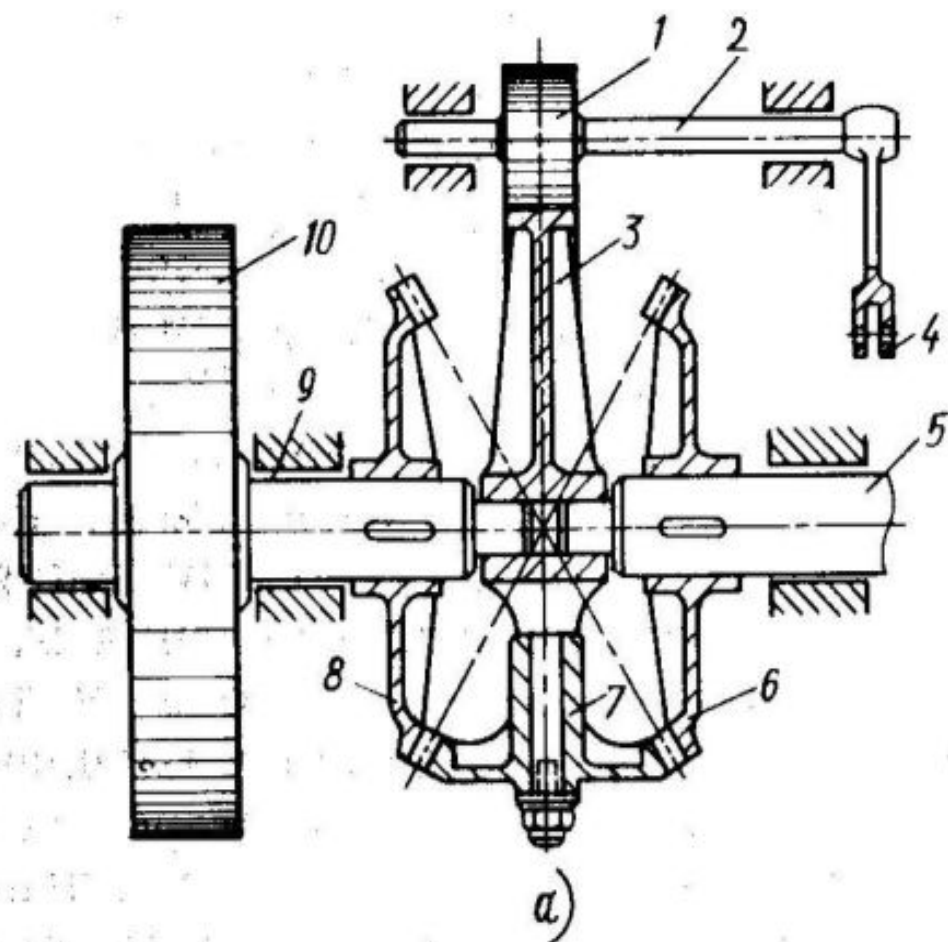


Рис. 2.26. Автоматические регуляторы, действующие на основе принципов регулирования:

a — братьев Сименс (1, 6, 7 и 8 — зубчатые колеса; 2 — валик; 3 — зубчатый сектор; 4 — поводок; 5 — вал двигателя; 9 — вал регулятора; 10 — маховик); *б* — Понселе (1 — ходовой винт; 2 — подвижное зубчатое колесо; 3, 7 и 8 — зубчатые колеса; 4 — вал двигателя; 5 — упругая муфта; 6 — вал потребителя; 9 — вал регулятора; 10 — дроссельная заслонка)

Теоретические работы

- **1871 г. П.Л.Чебышев** (математик) "*О центробежном уравнителе*" – о путях уменьшения неравномерности работы АР.
- **1887 г. И.А.Вышнеградский** (математик, инженер)– "*О регуляторах прямого действия*". Создал диаграмму для графического изображения области устойчивости работы системы двигатель- регулятор.
- **1892 г. А.М.Ляпунов** – "*Общие задачи об устойчивости движения*"
- **1893-94 г.г. А.Стодола** – свел задачу регулирования к одному линейному диф.уравнению высокого порядка (до 6).
- **1905 г.М.Толле** –"Регулирование двигателей". Изложена лениейная теория автоматического регулирования.
- **1903-1909 г.г. Н.Е.Жуковский** издал лекции по курсу "*Теория регулирования хода машин*".

Способы регулирования частоты вращения вала ДВС на 1900 г.

- **1. Регулирование пропусками подачи топлива** (для маломощных ДВС).
- **2. Регулирование состава смеси** (*количества топлива или воздуха изменением высоты или продолжительностью подъема клапана*).
- **3. Регулирование изменением количества подаваемого топлива в цилиндр** с помощью обратного перепуска во впускной патрубке или дросселирования смеси при всасывании.
- **4. Регулирование одновременно по составу смеси и ее количества** (*совокупность п.2 и п.3*)

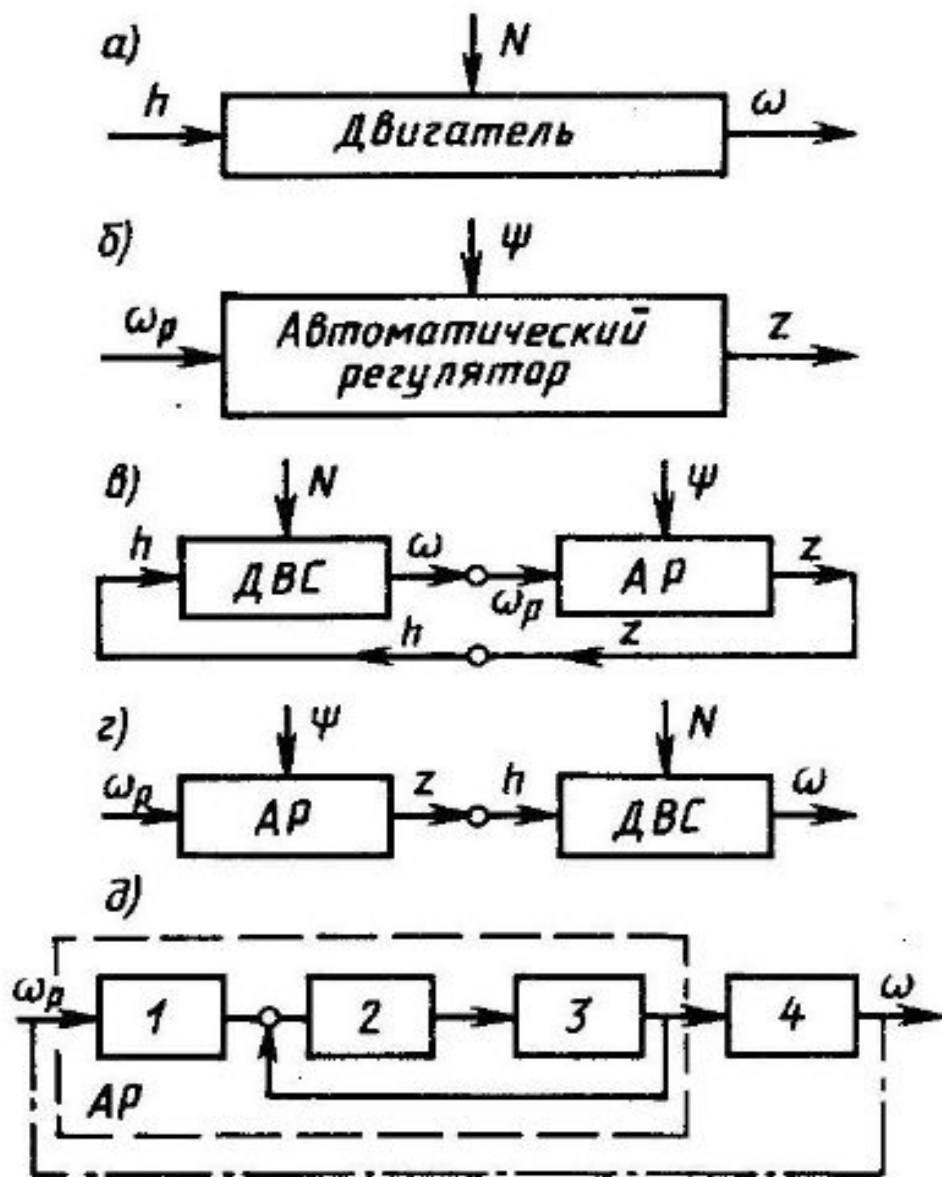


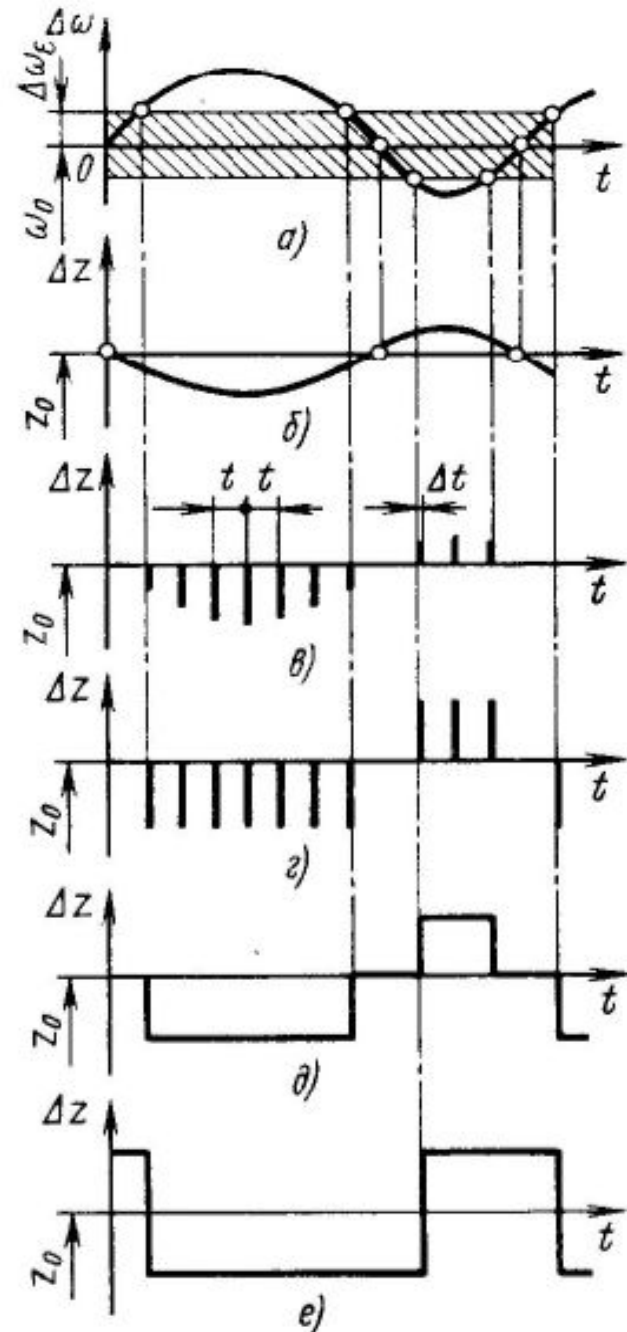
Рис. 1.2. Функциональные схемы:
 а — двигателя; б — регулятора; в — системы регулирования; г, д — системы управления

Системы регулирования и управления

- 1. Все системы автоматизации подразделяются на замкнутые и разомкнутые
- По характеру взаимодействия элементов: -на системы непрерывного и прерывистого действия

Рис. 1.3. Регулирующие воздействия регуляторов на двигатель:

a — отклонение регулируемого параметра; *б* — непрерывное воздействие регулятора; *в* — прерывистое (импульсное) с амплитудой, пропорциональной отклонению регулируемого параметра; *г* — прерывистое (импульсное) с постоянной амплитудой; *д* — релейное; *е* — позиционное



Функциональная схема комбинированного ДВС

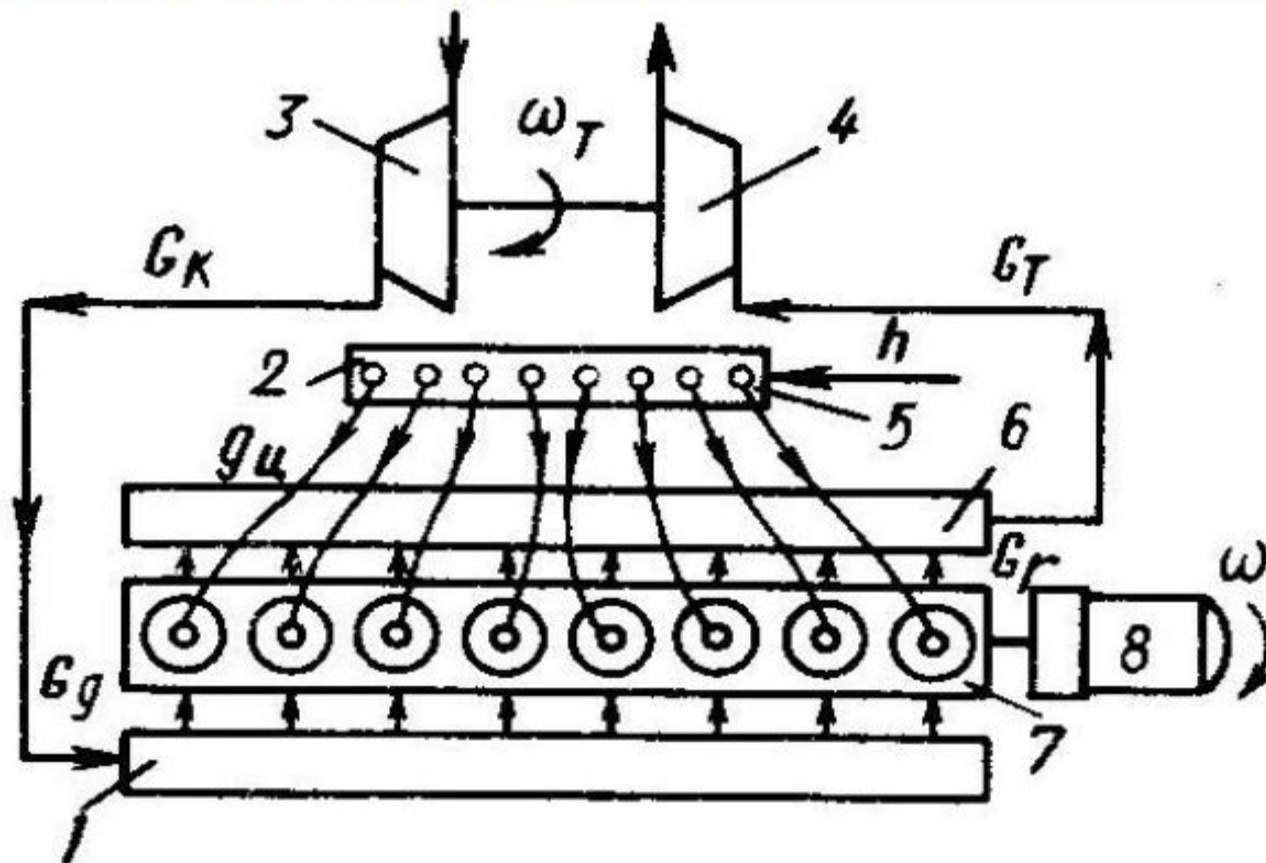
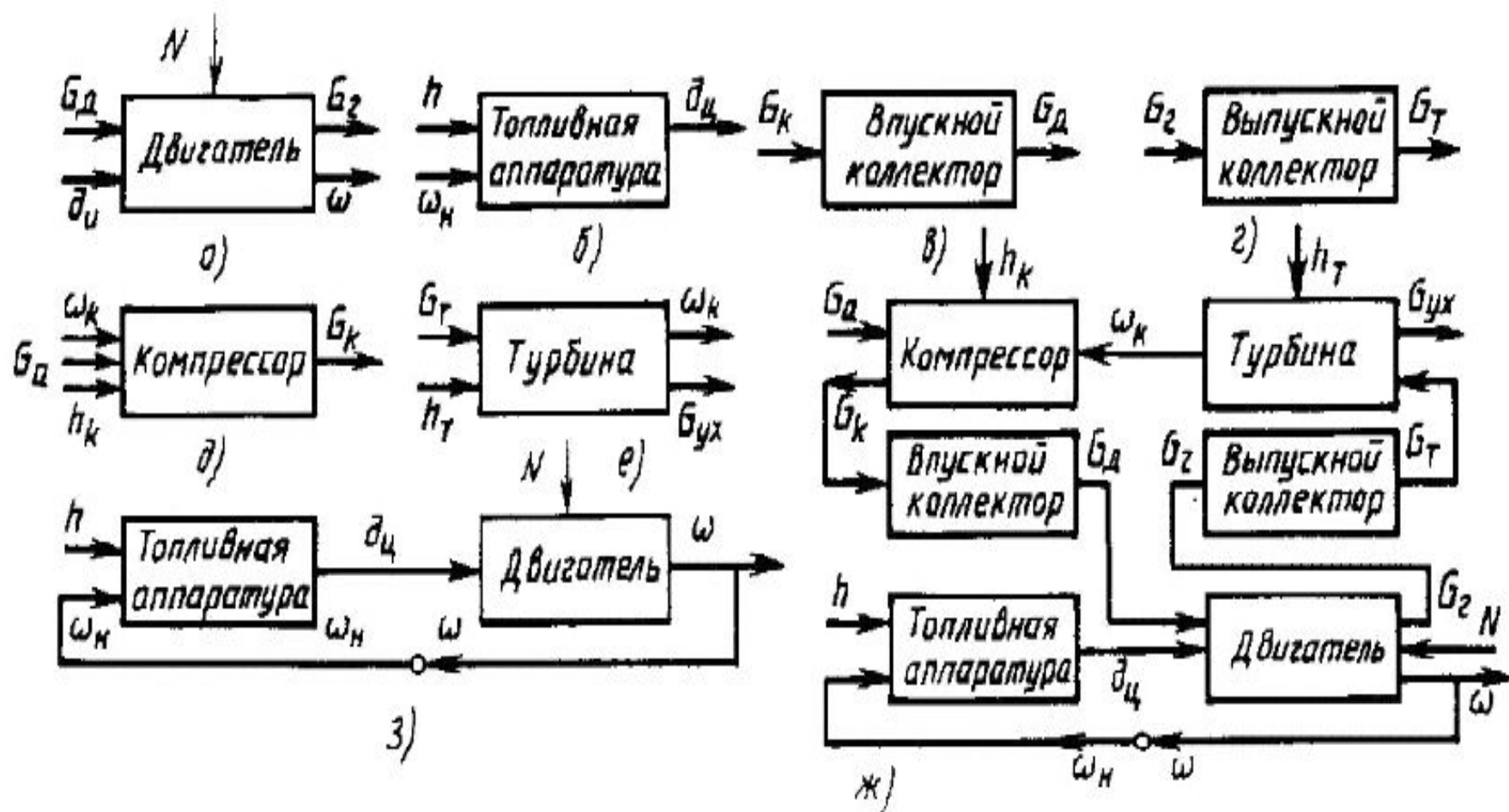


Рис. 2.1. Дизель с автономным турбонаддувом



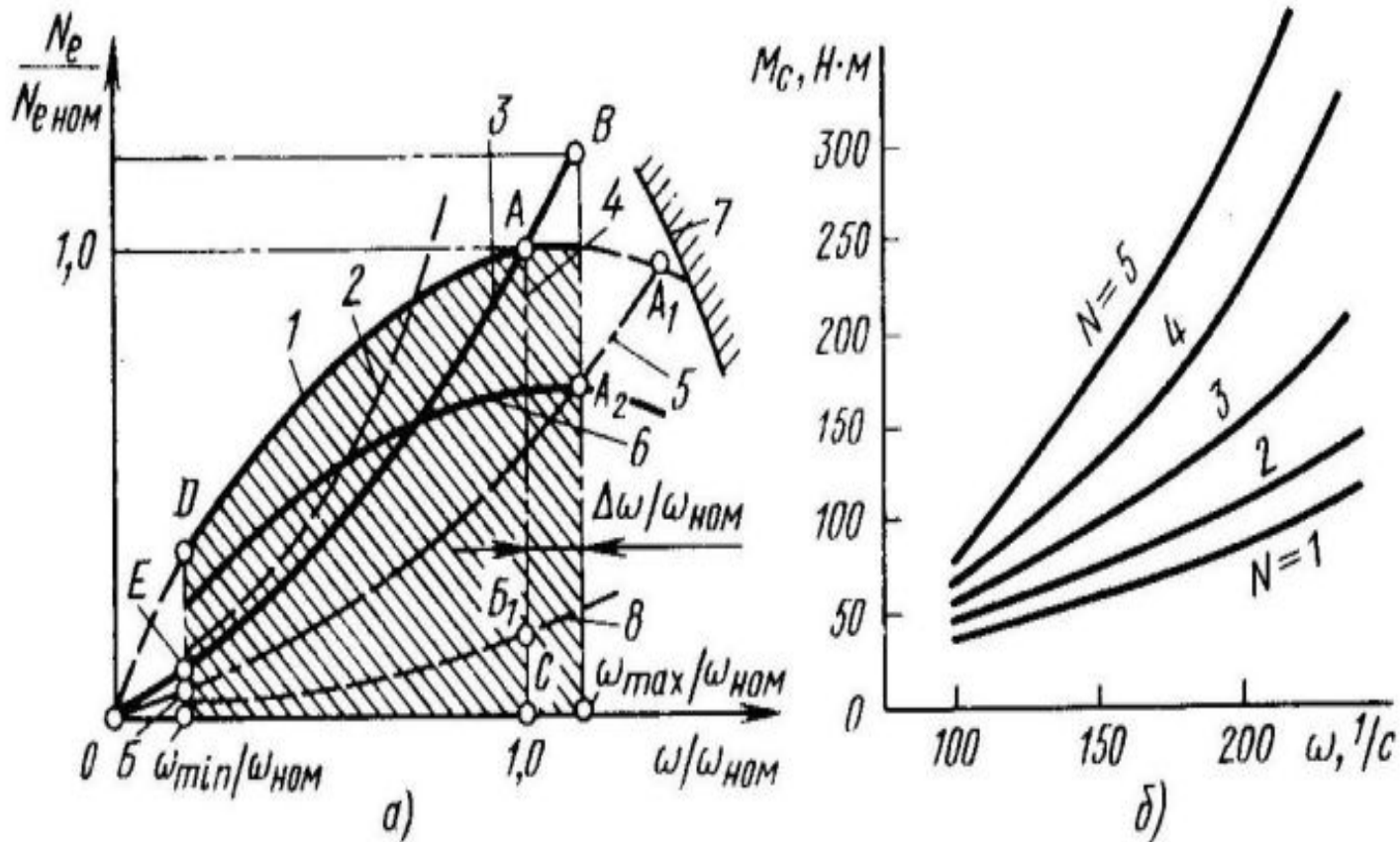
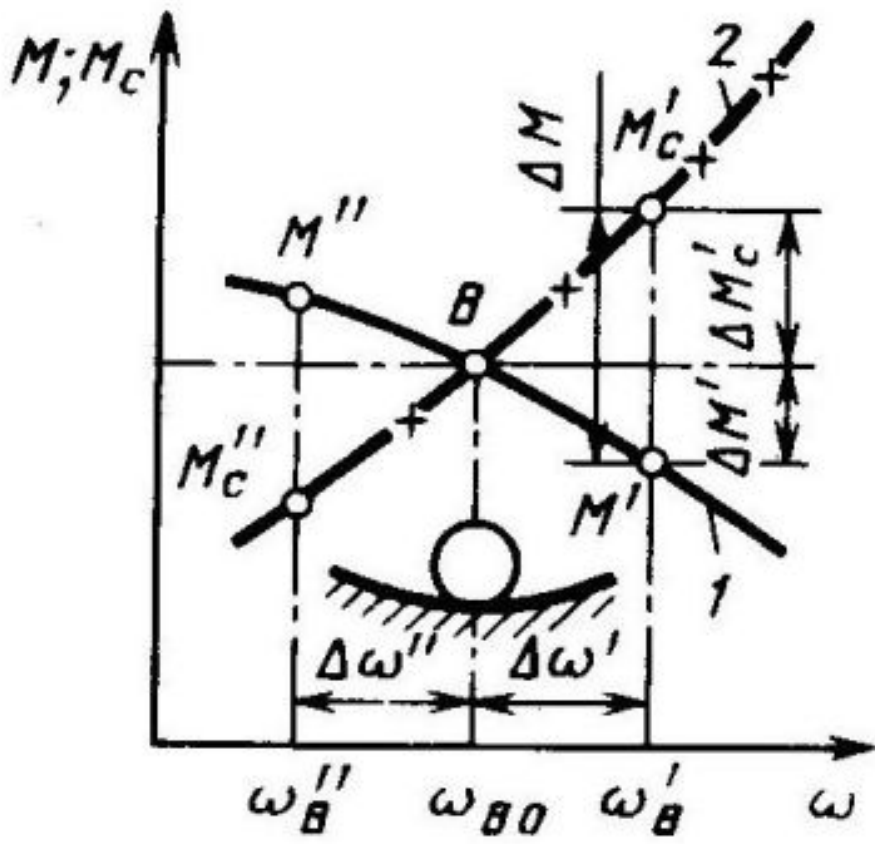
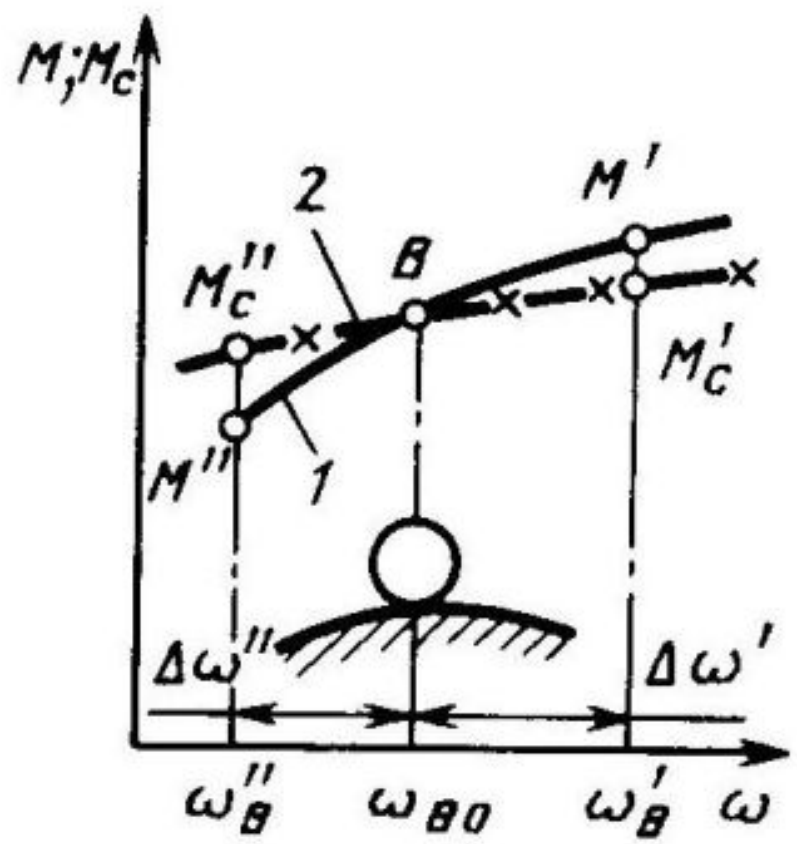


Рис. 2.3. Установившиеся режимы работы двигателей и потребителей:

a — совмещенные характеристики двигателя и потребителя; 1 — внешняя характеристика двигателя; 3, 2, 5 и 8 — характеристики потребителя соответственно номинальная, частичные, штормовая (при оголении винта); 4 — стационарные режимы; 6 — частичная характеристика двигателя; 7 — характеристика предела дымности; 8 — характеристики момента сопротивления гребного винта при различных настройках N угла атаки



а)



б)

Рис. 2.4. Условия устойчивости режима работы двигателя:
 а — устойчивый режим; б — неустойчивый режим;
 1 — характеристика двигателя; 2 — характеристика потребителя

Устойчивость равновесного режима работы двигателя определяется дисбалансом ΔM крутящего момента двигателя и момента потребителя при данном отклонении $\Delta \omega$ угловой скорости и оценивается отношением

$$F_{\text{д}} = \Delta M' / \Delta \omega',$$

называемым *фактором устойчивости*. Здесь $\Delta M' = M'_c - M' = \Delta M_c + \Delta M$. Если $\Delta \omega'$ мало, то отклонения моментов с достаточной степенью точности могут быть определены соотношениями:

$$\begin{aligned} \Delta M_c &= (\partial M_c / \partial \omega) \Delta \omega; \\ \Delta M &= -(\partial M / \partial \omega) \Delta \omega, \end{aligned}$$

с учетом которых

$$F_{\text{д}} = \partial M_c / \partial \omega - \partial M / \partial \omega. \quad (2.7)$$

Если $F_{\text{д}} > 0$, то режим работы устойчив, при $F_{\text{д}} < 0$ — неустойчив. При совпадении характеристик 1 и 2 (см. рис. 2.4) условие (2.1) выполняется при различных ω , поэтому режимы при $F_{\text{д}} = 0$ также относятся к числу неустойчивых.

Аналогичными разностными соотношениями характеризуется устойчивость:

а) теплого режима двигателя

$$F_t = \partial Q_p / \partial T - \partial Q_{\text{II}} / \partial T, \quad (2.8)$$

где T — температура воды на выходе из головки двигателя;

б) впускного коллектора

$$F_v = \partial G_k / \partial p_k - \partial G_d / \partial p_k, \quad (2.9)$$

где p_k — давление наддува;

в) выпускного коллектора

$$F_T = \partial G_T / \partial p_T - \partial G_{\Gamma} / \partial p_T, \quad (2.10)$$

где p_T — давление газа в коллекторе;

в) турбокомпрессора

$$F_k = \partial M_k / \partial \omega_k - \partial M_T / \partial \omega_k. \quad (2.11)$$

Числовые значения факторов устойчивости определяются по соответствующим статическим характеристикам $M = f(\omega)$, $M_c = f(\omega)$, $Q_p = f(T)$, $Q_{\text{II}} = f(T)$, $Q_v = f(p_k)$; $Q_d = f(p_k)$ и т. д. графически или, если возможно, дифференцированием соответствующих функциональных зависимостей.

§ 2.4. НЕУСТАНОВИВШИЕСЯ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

Единственным и исчерпывающим признаком появления в процессе работы двигателя *неустановившихся* режимов является изменение во времени одного, нескольких или всех параметров, входящих в функциональную зависимость (2.6). Таким образом, при неустановившихся режимах значения параметров, входящих в выражение (2.6), оказываются зависимыми от времени.

В связи с этим применительно к неустановившимся режимам зависимость (2.6) получает вид

$$N_e = f (M; \omega; p_K; \alpha; \dots; t), \quad (2.12)$$

свидетельствующий о том, что определенные (числовые) значения параметров, входящих в эту зависимость, имеют смысл лишь для конкретного выбранного мгновения времени t . В зависимость (2.12) входят, таким образом, мгновенные значения параметров.

При возникновении неустановившихся режимов нарушаются условия (2.1)—(2.5) статического равновесия, в результате чего в двигателе оказывается избыточное или недостаточное количество энергии. Например, избыточный крутящий момент в связи с нарушением условия (2.1) вызывает увеличение угловой скорости ω , описываемое дифференциальным уравнением:

$$Jd\omega/dt = M - M_c, \quad (2.13)$$

составленным в соответствии с принципом Даламбера. Здесь J — приведенный момент инерции двигателя и связанных с ним агрегатов.

Нарушение теплового баланса (2.2) в системе охлаждения двигателя приводит к изменению температуры охлаждающей воды (или воздуха) в соответствии с дифференциальным уравнением

$$CdT/dt = Q_{\Pi} - Q_D, \quad (2.14)$$

где C — теплоемкость системы охлаждения двигателя.

Давление p_K во впускном и p_T в выпускном коллекторах изменяются по законам, определяемым дифференциальными уравнениями:

$$dG_B/dt = G_K - G_D; \quad (2.15)$$

$$dG_T/dt = G_T - G_{T'}, \quad (2.16)$$

где G_B и G_T — массы воздуха и газа, сосредоточенные соответственно во впускном и выпускном коллекторах.

§ 2.5. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

Двигатель как регулируемый объект по частоте вращения коленчатого вала. Дифференциальное уравнение комбинированного двигателя (см. рис. 2.1) определяется совокупностью дифференциальных уравнений его элементов (см. рис. 2.2, ж).

Собственно двигатель (см. рис. 2.2, а). Динамические свойства собственно двигателя характеризуются дифференциальным уравнением (2.13), в котором $\omega = \omega_0 + \Delta\omega$, $M = M_0 + \Delta M$, $M_c = M_{c0} + \Delta M_c$ — текущие значения, а ω_0 , M_0 и M_{c0} — значения в выбранном равновесном режиме. Подстановка текущих значений параметров в уравнение (2.13) с учетом уравнения (2.1) приводит его к виду

$$J d \Delta \omega / dt = \Delta M - \Delta M_c. \quad (2.18)$$

Момент M_c потребителя (рис. 2.3, б) зависит от угловой скорости ω и настройки N потребителя (например, выбор угла атаки винта, передачи, угла наклона дороги и т. п.), т. е.

$$M_c = f(\omega; N). \quad (2.19)$$

Характеристика (2.19) в общем случае нелинейна, однако при малых значениях $\Delta\omega$ такую характеристику можно аппроксимировать линейным участком путем разложения зависимости (2.19) в ряд Тейлора:

$$\begin{aligned} M_{c0} + \Delta M_c = & M_{c0} + (\partial M_c / \partial \omega)_{N_0} \Delta \omega + \\ & + (\partial^2 M_c / \partial \omega^2)_{N_0} \Delta \omega^2 / 2! + \dots + (\partial M_c / \partial N)_{\omega_0} \Delta N + \\ & + (\partial^2 M_c / \partial N^2)_{\omega_0} \Delta N^2 / 2! + \dots \end{aligned}$$

При малых значениях $\Delta \omega$ и ΔN членами разложения со второй и более высокими степенями $\Delta \omega$ и ΔN можно пренебречь, т. е. зависимость (2.19) линеаризовать (заменить касательной, проведенной к точке характеристики, соответствующей выбранному равновесному режиму при M_{c0} , ω_0 и N_0). В этом случае *

$$\Delta M_c = (\partial M_c / \partial \omega) \Delta \omega + (\partial M_c / \partial N) \Delta N. \quad (2.20)$$

Крутящий момент комбинированного двигателя определяется цикловой подачей топлива g_d и полнотой его сгорания. Последнее зависит от количества воздуха, поступающего в камеру сгорания. Так как цикловая подача топлива определяется положением h органа управления (рейки, дроссельной заслонки) и угловой скоростью ω коленчатого вала, а подача воздуха — давлением наддува p_k , то

$$M = f(h; \omega; p_k). \quad (2.21)$$

Разложение данной функциональной зависимости в ряд Тейлора и последующая линеаризация позволяют получить зависимость

$$\Delta M = (\partial M / \partial h) \Delta h + (\partial M / \partial \omega) \Delta \omega + (\partial M / \partial p_k) \Delta p_k. \quad (2.22)$$

Подставив выражения (2.20) и (2.22) в уравнение (2.18), приводим его к виду

$$J(d \Delta \omega / dz) + F_d \Delta \omega = (\partial M / \partial h) \Delta h + (\partial M / \partial p_k) \Delta p_k - (\partial M_c / \partial N) \Delta N. \quad (2.23)$$

Последующий анализ динамических свойств двигателя (и других элементов) оказывается наиболее удобным, если в уравнении (2.23) использовать безразмерные относительные координаты:

$$\varphi = \Delta\omega/\omega_0; \quad \kappa = \Delta h/h_0; \quad \rho = \Delta p_{\kappa}/p_{\kappa 0}; \quad \alpha_{\text{д}} = \Delta N/N_0. \quad (2.24)$$

После их ввода в уравнение (2.23) и деления всех членов на коэффициент при κ получим

$$T_{\text{д}} d\varphi/dt + k_{\text{д}}\varphi = \kappa + \theta_{\rho}\rho - \theta_{\alpha}\alpha_{\text{д}}, \quad (2.25)$$

где коэффициент $T_{\text{д}}$ (в секундах), называемый временем** собственно двигателя, определяется выражением

$$T_{\text{д}} = J \omega_0 / [(\partial M / \partial h) h_0]; \quad (2.26)$$

безразмерный коэффициент самовыравнивания

$$k_{\text{д}} = F_{\text{д}} \omega_0 / [(\partial M / \partial h) h_0]; \quad (2.27)$$

безразмерный коэффициент усиления по наддуву

$$\theta_{\rho} = (\partial M / \partial p_{\kappa}) p_{\kappa 0} / [(\partial M / \partial h) h_0]; \quad (2.28)$$

* Индексы ω_0 и N_0 при производных далее опускаются.

** Часто коэффициент $T_{\text{д}}$ называют постоянной времени собственно двигателя.

безразмерный коэффициент усиления по настройке потребителя (по нагрузке)

$$\theta_d = (\partial M_c / \partial N) N_0 / [(\partial M / \partial h) h_0]. \quad (2.29)$$

В теории автоматического регулирования широко используется операторная запись дифференциальных уравнений. В этом случае операция дифференцирования по времени d/dt обозначается индексом p (оператор). В соответствии с этим вторая производная по времени p^2 , третья — p^3 , операция интегрирования — $1/p$ и т. д. При такой записи уравнения любая функция (например, φ) в производной может быть отделена от p и в случае необходимости вынесена за скобки. Так, уравнение (2.25) в операторной записи имеет вид

$$(T_d p + k_d) \varphi = \kappa + \theta_p \rho - \theta_d \alpha_d.$$

Двучлен в скобках называется *собственным оператором* и обозначается

$$d_d(p) = T_d p + k_d. \quad (2.30)$$

С учетом выражения (2.30) уравнение (2.25) примет вид

$$d_d(p) \varphi = \kappa + \theta_p \rho - \theta_d \alpha_d. \quad (2.31)$$

Операторная запись дифференциального уравнения дает возможность получить передаточные функции элемента, характеризующие воздействия на него той или иной входной координаты, для чего все члены уравнения следует поделить на собственный оператор.

Выбор способа регулирования

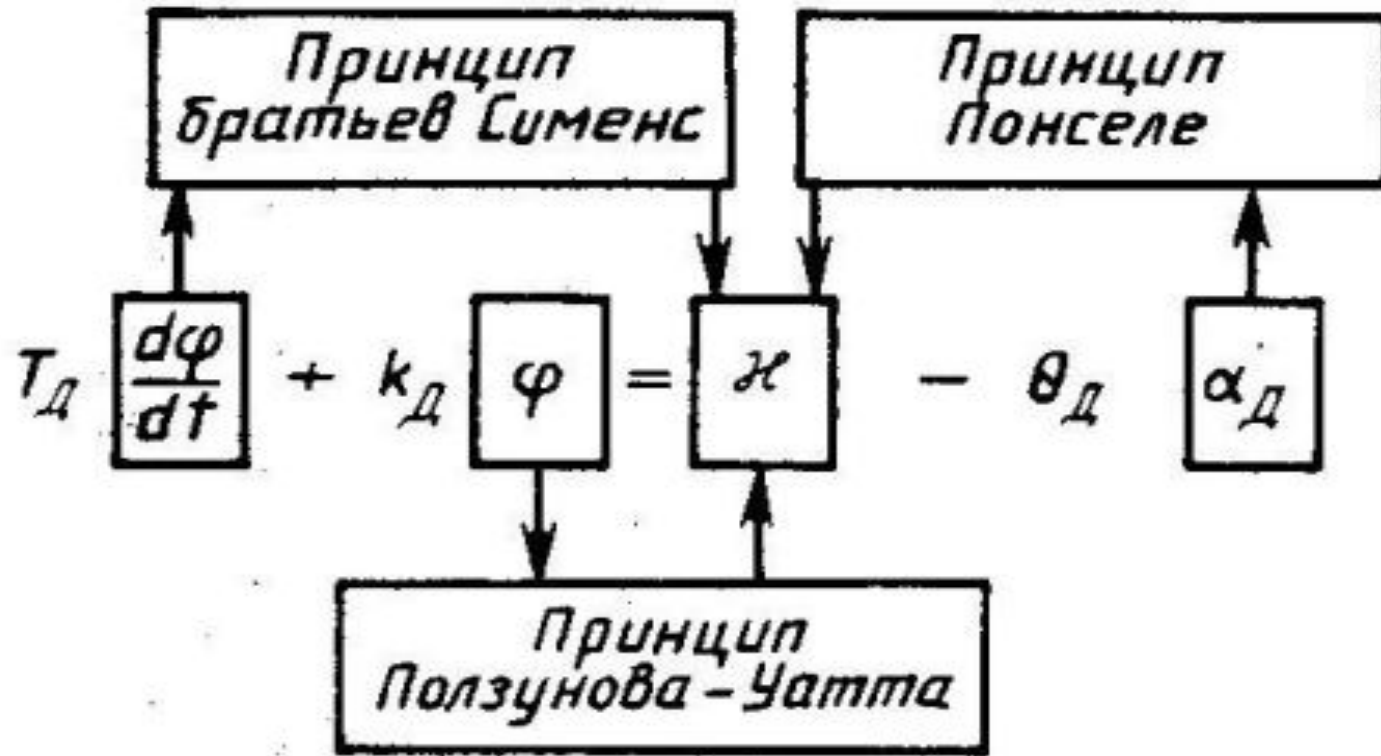


Рис. 2.25. Схема образования принципов регулирования

Принцип Ползунова — Уатта. При установке на двигатель автоматического регулятора создается САР, в которой двигатель ДВС и автоматический регулятор АР непрерывно взаимодействуют друг с другом (см. рис. 1.2, в). Поэтому при анализе динамических свойств такой системы уравнения элементов, составляющих систему, необходимо рассматривать совместно во взаимодействии. В данном случае это уравнения двигателя (2.86) и автоматического регулятора (2.144).

Как уже отмечалось, в САР выходная координата η (z) регулятора непосредственно воздействует на орган управления x (h) двигателя (см. рис. 1.2, в). Такая связь при увеличении угловой скорости должна приводить к уменьшению цикловой подачи топлива ($\Delta g_{\text{ц}} < 0$), что и обеспечивается в системе автоматического

70

регулирования главной отрицательной обратной связью, характеризующейся условием:

$$\eta = -x. \quad (2.147)$$

Эта связь должна учитываться во всех САР, действующих на основе принципа Ползунова—Уатта.

Таким образом, уравнения (2.86), (2.144) и (2.147) в совокупности образуют систему

$$d_{\text{д}}(p)\varphi = x - \theta_{\text{д}}\alpha_{\text{д}}; \quad \delta_z\eta = \varphi; \quad \eta = -x.$$

Координаты η и x в данной системе являются внутренними и могут быть исключены. Это приводит к дифференциальному уравнению

$$T_{\text{д}}(d\varphi/dt) + (k_{\text{д}} + 1/\delta_z)\varphi = -\theta_{\text{д}}\alpha_{\text{д}},$$

общий интеграл которого при единичном ступенчатом возмущении (см. рис. 2.10, а), когда $\theta_{\text{д}} = 1,0$ и $\alpha_{\text{д}} = -1,0$ (при сбросе нагрузки), получит вид

$$\varphi = \frac{\delta_z}{1 + k_{\text{д}}\delta_z} \left(1 - e^{-\frac{1 + k_{\text{д}}\delta_z}{T_{\text{д}}\delta_z} t} \right).$$

Принцип братьев Сименс. Уравнения, характеризующие динамические свойства САР с регулятором братьев Сименс, имеют вид

$$T_{\text{д}}(d\varphi/dt) + k_{\text{д}}\varphi = \varkappa - \theta_{\text{д}}\alpha_{\text{д}}; \quad \delta_z\eta = -d\varphi/dt, \quad \varkappa = -\eta.$$

Путем совместного решения уравнений исключаются внутренние координаты η и \varkappa , что дает

$$(T_{\text{д}} - 1/\delta_z)(d\varphi/dt) + k_{\text{д}}\varphi = -\theta_{\text{д}}\alpha_{\text{д}}.$$

Общий интеграл такого уравнения при $\theta_{\text{д}} = 1,0$ и сбросе нагрузки ($\alpha_{\text{д}} = -1,0$) имеет вид

$$\varphi = \frac{1}{k_{\text{д}}} \left(1 - e^{-\frac{k_{\text{д}}}{T_{\text{д}} - 1/\delta_z} t} \right),$$

свидетельствующий о том, что регулятор, выполненный по принципу братьев Сименс, не способен повысить устойчивость системы

регулирования. Она полностью определяется устойчивостью самого двигателя, т. е. алгебраическим знаком $k_{\text{д}}$. Если же $k_{\text{д}} > 0$, то регулятор системы братьев Сименс способен повысить быстродействие системы, т. е. качество процесса регулирования, при $(T_{\text{д}} - 1/\delta_z) > 0$.

Принцип Панселе. Уравнения, характеризующие динамические свойства САР с регулятором Панселе, имеют вид

$$T_d(d\varphi/dt) + k_d\varphi = \kappa - \theta_d\alpha_d;$$
$$\delta_z\eta = \alpha_d; \quad \eta = \kappa,$$

так как главная отрицательная обратная связь учтена в самом уравнении двигателя знаком «минус» перед $\theta_d\alpha_d$. Совместное решение уравнений при $\theta_d = 1,0$ и $\alpha_d = -1,0$ приводит к общему интегралу вида

$$\varphi = \frac{1 - 1/\delta_z}{k_d} (1 - e^{-(k_d/T_d)t}).$$

Следовательно, установка на двигатель регулятора системы Панселе, измеряющего нагрузку, не влияет на устойчивость работы системы, определяемую устойчивостью самого двигателя. Однако при $k_d > 0$ такой регулятор повышает качество работы системы, так как уменьшает изменение φ в переходном процессе при $1 - 1/\delta_z < 1$.

Проведенный анализ свойств различных принципов регулирования свидетельствует о существенных преимуществах регуляторов, работающих по принципу Ползунова—Уатта (см. рис. 1.1), поэтому далее таким регуляторам уделяется основное внимание.

Другие принципы регулирования в настоящее время используются в совокупности с принципом Ползунова—Уатта для повышения качества работы САР. Такие автоматические регуляторы называются *двухимпульсными*.

§ 3.1. КЛАССИФИКАЦИЯ

Автоматическим регулятором называется прибор, обеспечивающий автоматическое поддержание заданного значения регулируемого параметра двигателя с заданной точностью.

Элемент автоматического регулятора, измеряющий отклонение какого-либо регулируемого параметра двигателя от его значения в заданном режиме работы, называется *чувствительным элементом*. Если чувствительный элемент системой соединительных элементов непосредственно связан с органом управления двигателем, то регулятор называется регулятором прямого действия. Достоинством таких регуляторов являются простота их конструкции и обслуживания. К числу недостатков следует отнести необходимость создания чувствительным элементом значительных перестановочных усилий, которые гарантировали бы перемещения органа (органов) управления двигателем, что увеличивает габаритные размеры самого автоматического регулятора.

Отмеченный недостаток несущественен для двигателей малой, а иногда и средней мощности (например, двигателей автотракторного типа), поэтому на таких двигателях устанавливают, как правило, автоматические регуляторы прямого действия.

Автоматические регуляторы прямого действия в зависимости от типа чувствительного элемента можно подразделять на механические, пневматические, гидравлические и электрические. Каждый из этих регуляторов в зависимости от числа регулируемых режимов может быть однорежимным (прецизионным или предельным), двухрежимным или всережимным.

§ 3.2. МЕХАНИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ

Чувствительные элементы. Механические чувствительные элементы состоят из вращающихся грузов 3 (рис. 3.1, а), которые шарнирно укреплены на траверсе 6, кинематически связанной с коленчатым валом двигателя через зубчатое колесо 7. Грузы лапками 5 опираются на муфту 2 через подшипник 4. Центробежные силы грузов 3 воспринимаются пружиной (пружинами) 1.

Грузы механических чувствительных элементов имеют различные формы в зависимости от требуемой массы и размеров внутрен-

ней полости регулятора. Шаровые грузы 3 (рис. 3.1, б) располагаются в пазах траверсы-звездочки 6 так, что при увеличении угловой скорости перекатываются по конической тарелке 8 к периферии и перемещают муфту 2. В некоторых чувствительных элементах пружина 9 (рис. 3.2) удалена от грузов и воспринимает их центробежную силу через рычажный механизм 10.

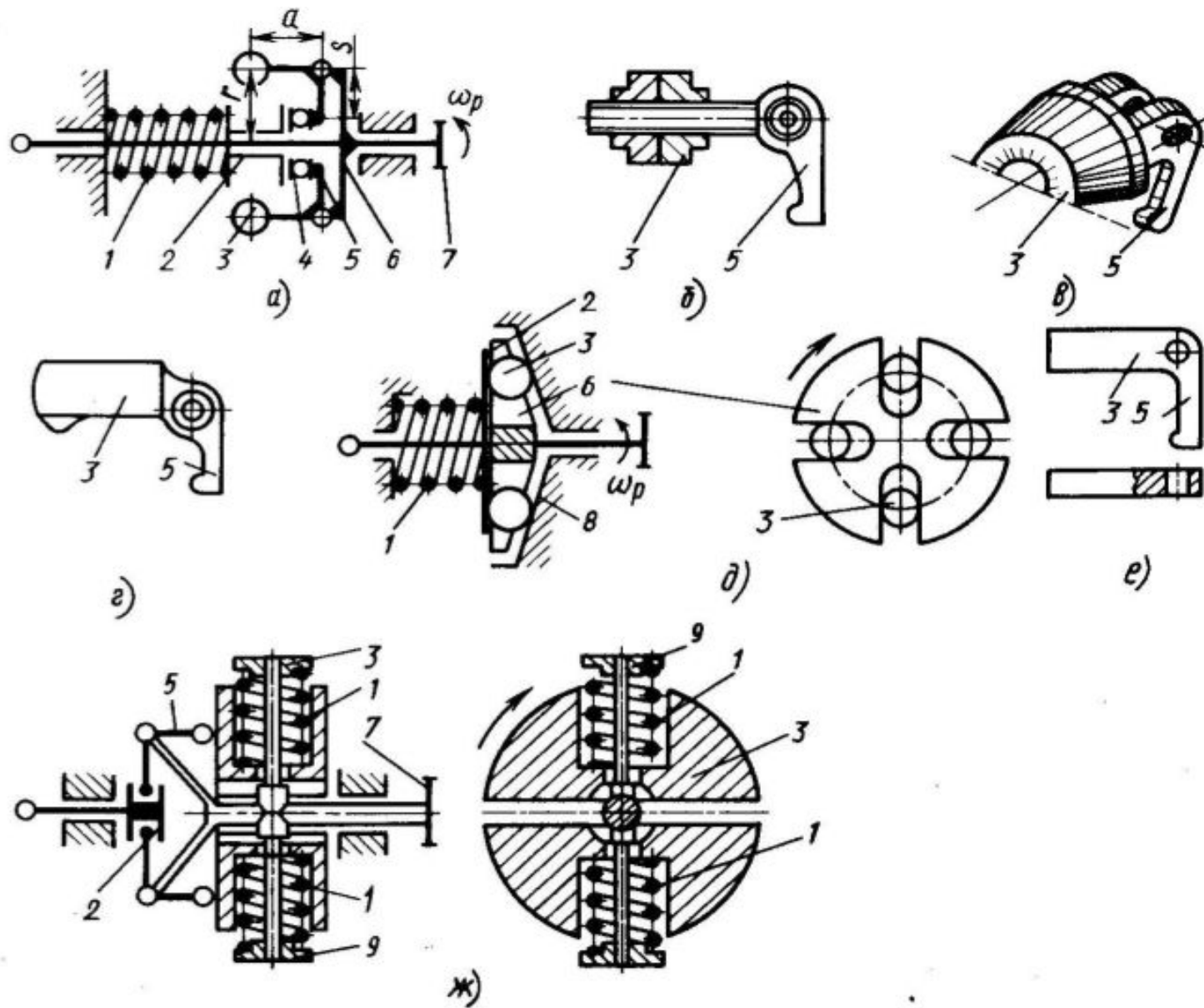


Рис. 3.1. Механические чувствительные элементы регуляторов частоты вращения с грузами:

a, д — шаровыми; *б* — регулируемые; *в* — подковообразными; *г* — призматическими; *е* — в форме уголка; *ж* — радиально расходящимися

Восстанавливающая сила. *Восстанавливающей* называется приведенная к оси движения муфты сила, направленная на восстановление положения муфты при невращающихся грузах. Такая сила создается в основном пружиной чувствительного элемента. Силы тяжести грузов, рычагов и муфты существенно меньше усилия пружины, поэтому в первом приближении ими можно пренебречь.

При перемещении муфты δ (рис. 3.2) на δz восстанавливающая сила E совершает работу $E\delta z$, равную работе $F_A\delta z$ силы упругости F_A пружины \mathcal{Z} . В этом случае $E = F_A$. Если пружина не соосна с муфтой (например, пружина $\mathcal{9}$), то из условия равенства работ $E\delta z = F_B\delta y_B$ восстанавливающая сила $E = F_B (\delta y_B / \delta z)$.

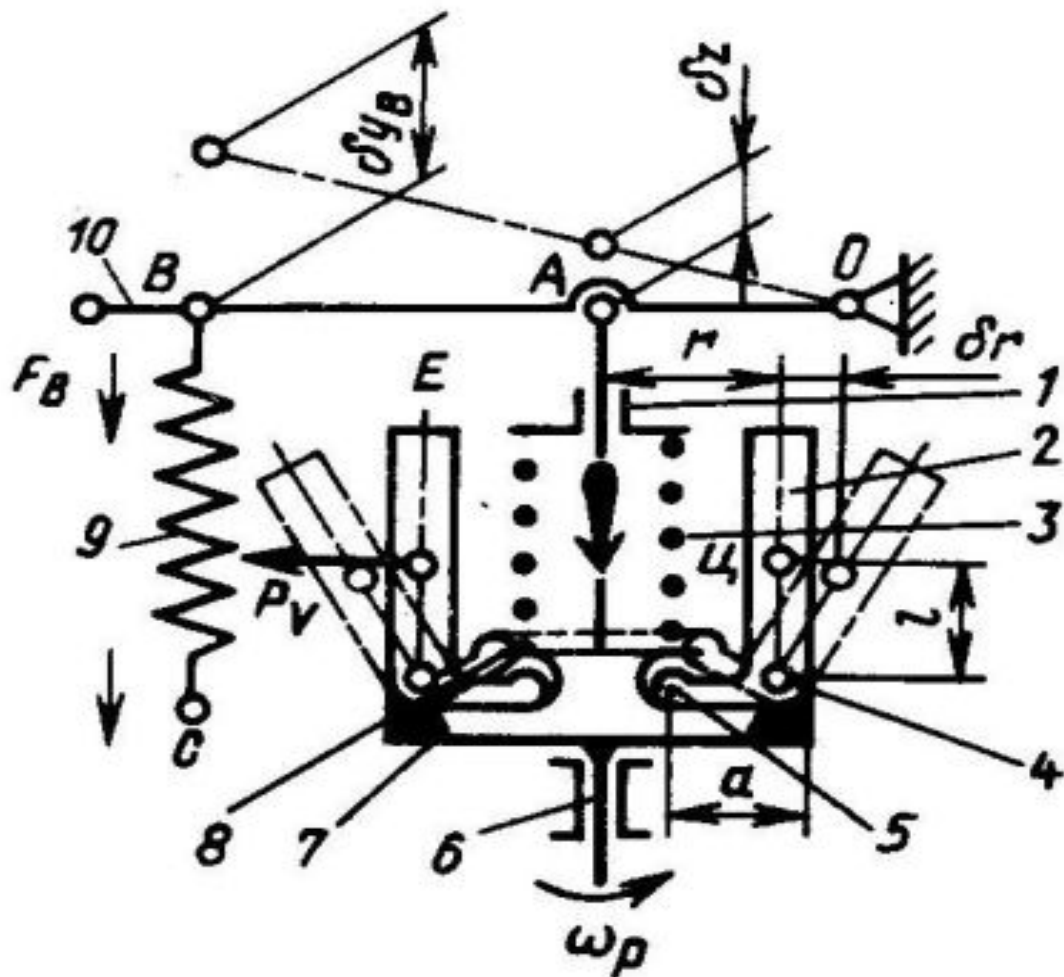


Рис. 3.2. Механический чувствительный элемент регулятора частоты вращения:

1 — опорная тарелка; 2 — груз; 3 — пружина, соосная с муфтой; 4 — ось поворота груза; 5 — лапка; 6 — валик регулятора; 7 — траверса; 8 — муфта; 9 — пружина, удаленная от муфты; 10 — рычаг

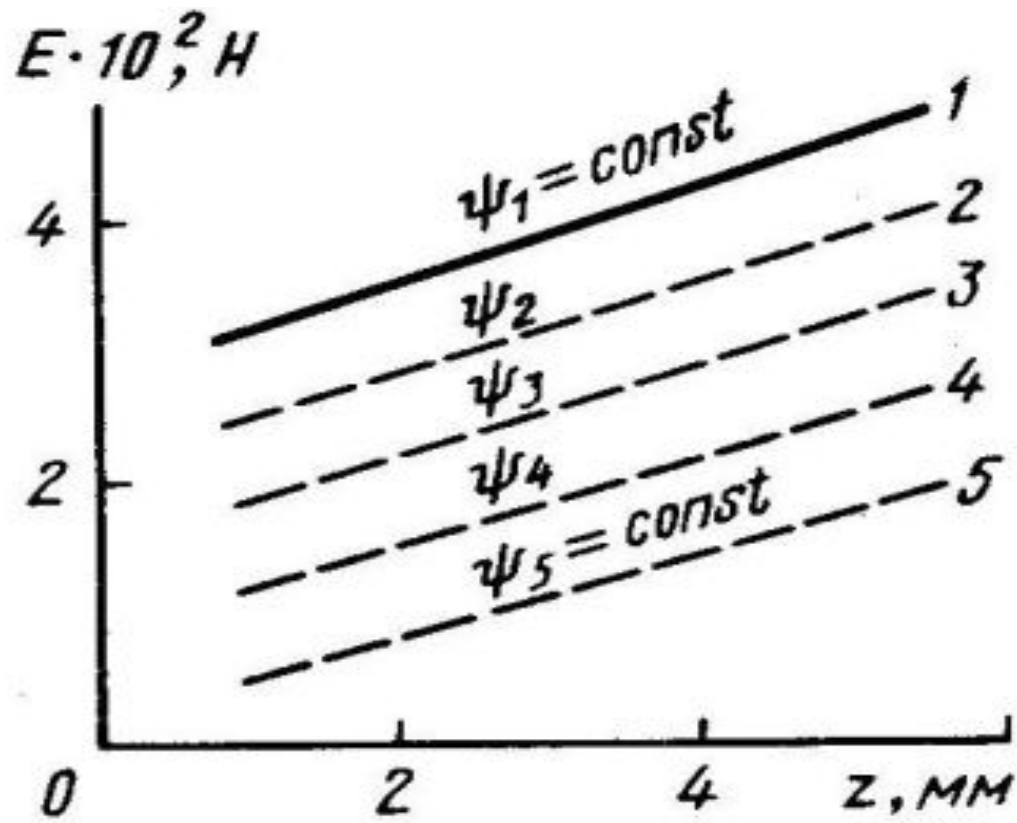


Рис. 3.3. Характеристики восстанавливающей силы механического чувствительного элемента:

1 — при полной предварительной деформации пружины; 2—5 — при частичных

Поддерживающая сила. В процессе работы регулятора появляются силы, которые перемещают муфту и в зависимости от значения регулируемого параметра удерживают ее в некоторых промежуточных равновесных положениях.

Приведенная к муфте сила, которая поддерживает муфту в промежуточном положении равновесия, называется поддерживающей. Эта сила в механических чувствительных элементах является приведенной к муфте центробежной силой грузов.

Преодолевая восстанавливающую силу E , центробежные силы перемещают муфту чувствительного элемента вверх на δz , причем сами грузы удаляются от оси вращения по радиусу на расстояние δr . Воздействие центробежных сил P_v грузов на муфту можно заменить одной поддерживающей силой $D = A\omega_p^2$, приложенной к муфте и действующей по оси ее движения. Значение этой силы определяют из условия равенства работ центробежных сил грузов, перемещающихся в направлении действия силы P_v на δr , и искомой силы, перемещающейся на δz :

$$i_r P_v \delta r = A \omega_p^2 \delta z = i_r m_r r \delta r \omega_p^2, \quad (3.4)$$

где i_r — число грузов чувствительного элемента.
Из этого уравнения коэффициент поддерживающей силы

$$A = i_r m_r r \delta r / \delta z. \quad (3.5)$$

Зависимость (3.5) показывает, что коэффициент A зависит от положения муфты, т. е. $A = f(z)$ (рис. 3.4, а, кривая 1). Путем умножения каждого значения A на $\omega_p^2 = \text{const}$ можно получить сетку характеристики поддерживающей силы $A\omega_p^2 = f(z)$ при $\omega_p = \text{const}$ (кривые 2—5).

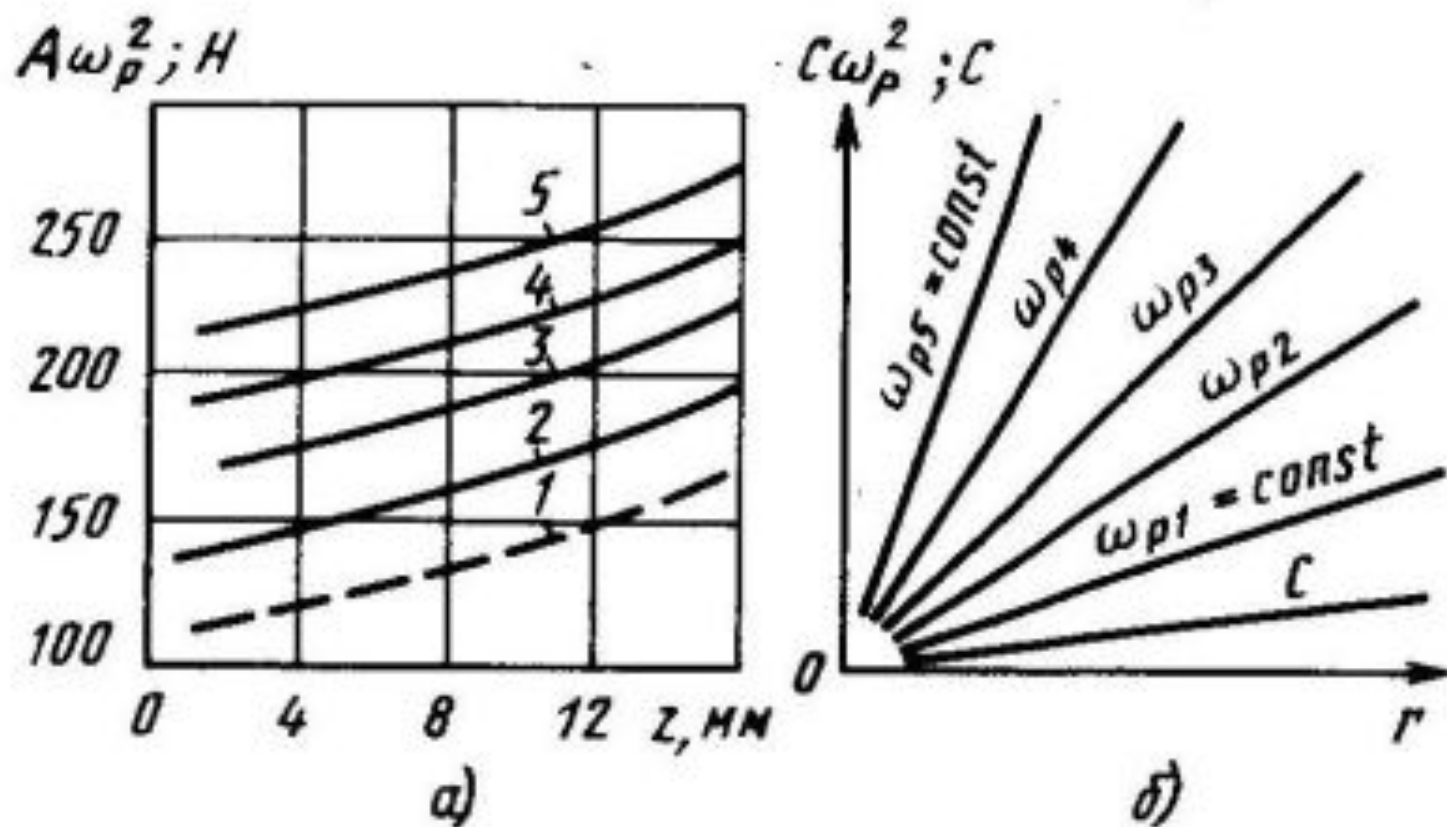


Рис. 3.4. Характеристики поддерживающей силы механического чувствительного элемента:
 а — приведенной к оси движения муфты; б — приведенной к центру массы груза; 1 — $A = f(z)$; 2 — б — $A\omega_p^2 = f(z)$ при $\omega_{pi} = \text{const}$ ($i = 2 \oplus 5$)

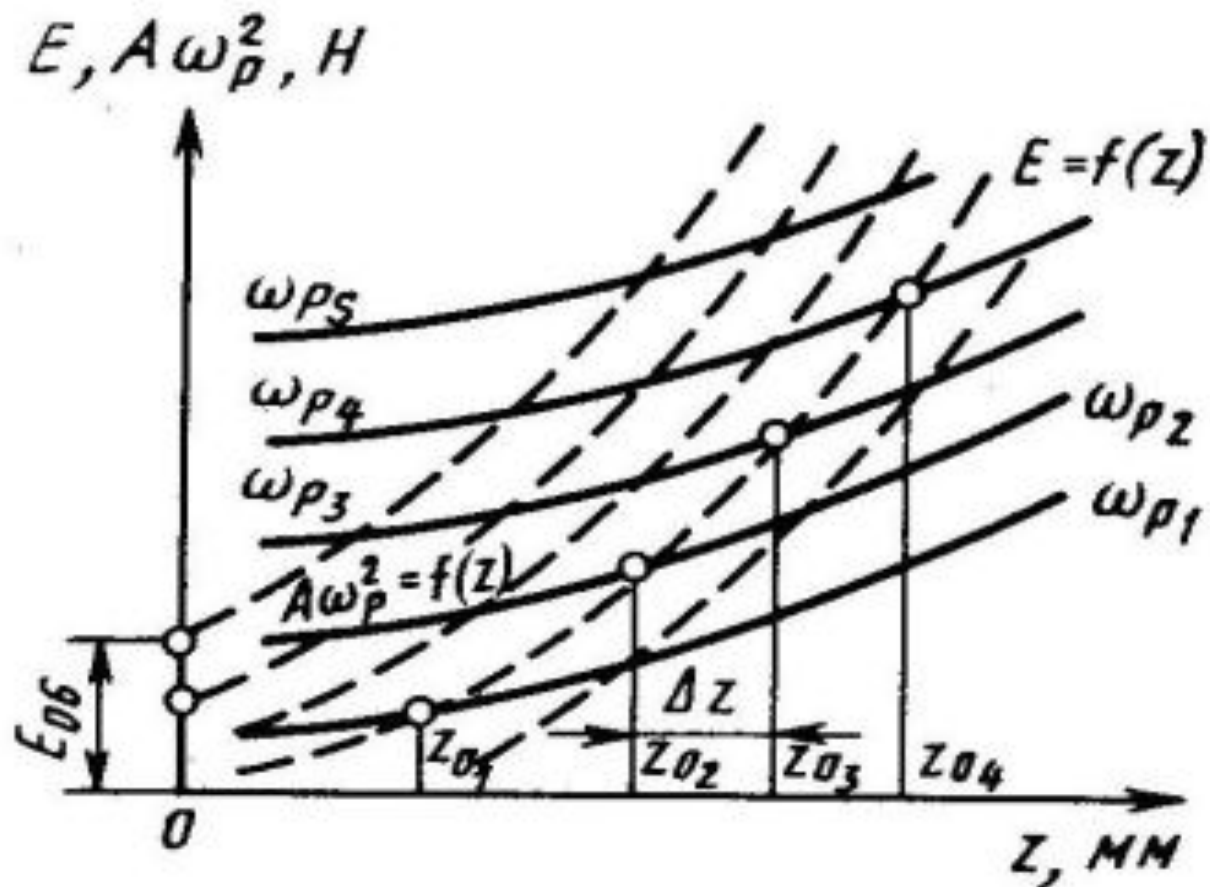


Рис. 3.8. Определение равновесных положений муфты z_{0i} при различных угловых скоростях ω_{pi} по характеристикам сил: — — — — поддерживающей; — — — — восстанавливающей

Степень нечувствительности. Для перемещения рейки топливного насоса на нее нужно воздействовать некоторой силой. Обозначим эту силу, приведенную к оси движения муфты регулятора, через f . Так как сила f всегда направлена в сторону, противоположную направлению перемещения муфты, то в уравнение равновесия (3.7) она должна быть включена с двойным алгебраическим знаком:

$$E - A\omega_p^2 \pm f = 0.$$

Из этого уравнения можно найти два предельных значения угловой скорости (рис. 3.14, а):

$$\omega_p'' = \sqrt{(E + f)/A} \quad \text{и} \quad \omega_p' = \sqrt{(E - f)/A}, \quad (3.16)$$

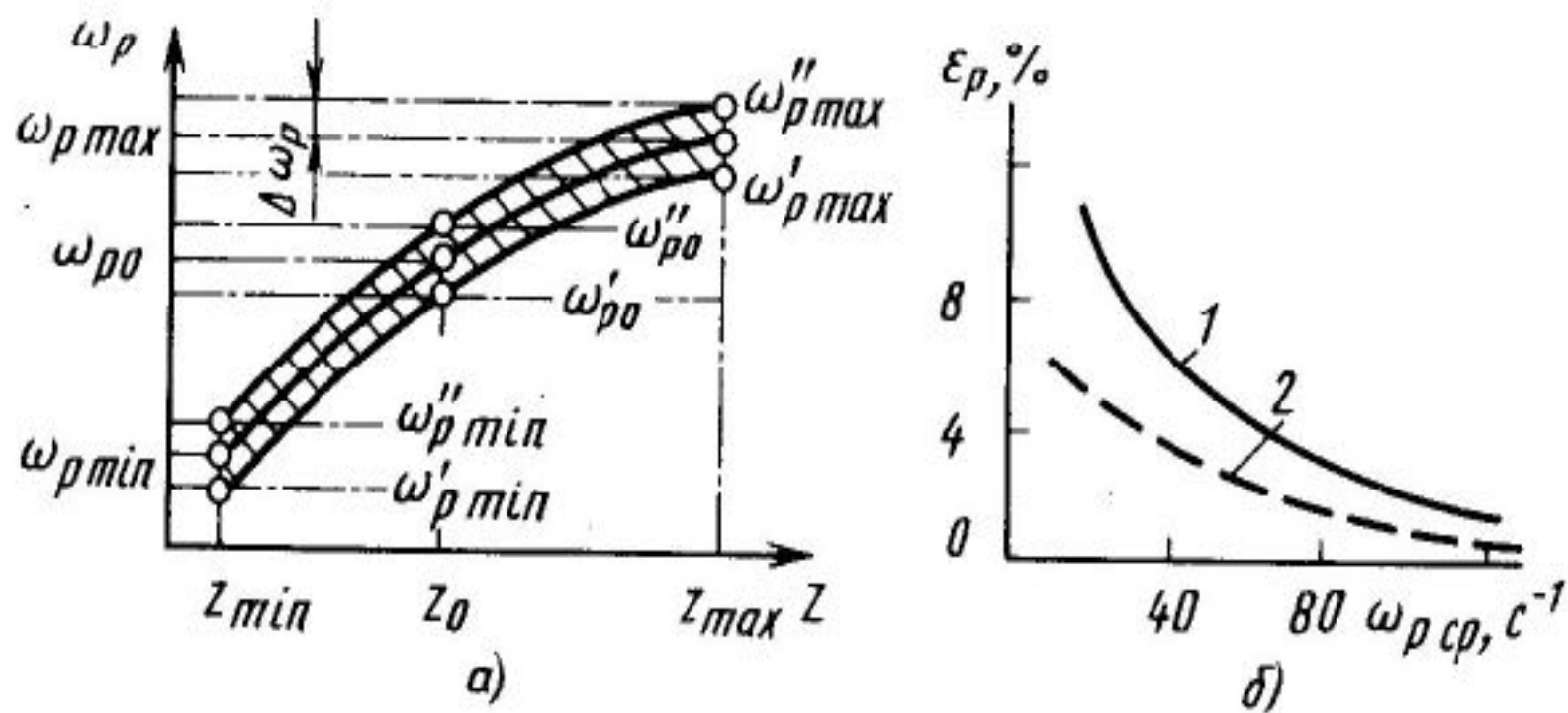


Рис. 3.14. Нечувствительность механического регулятора:

а — область нечувствительности (заштрихована); б — зависимость степени нечувствительности от скоростного режима; 1 — без повышающей передачи; 2 — с повышающей передачей

Для характеристики нечувствительности регулятора введенс понятие *степени нечувствительности*

$$\varepsilon_p = (\omega_p'' - \omega_p')/\omega_p, \quad (3.17)$$

где

$$\omega_p = (\omega_p'' + \omega_p')/2. \quad (3.18)$$

Умножим и разделим выражение (3.17) на сумму $\omega_p'' + \omega_p'$ и тогда, учитывая выражение (3.18), получим

$$\varepsilon_p = [(\omega_p'')^2 - (\omega_p')^2]/2\omega_p^2.$$

Подстановка сюда выражений (3.16) с учетом того, что $f \ll E$, приводит к отношению $\varepsilon_p = f/(A\omega_p^2)$ или в соответствии с уравнением (3.7)

$$\varepsilon_p = f/E. \quad (3.19)$$

Из формулы (3.19) следует, что с уменьшением угловой скорости грузов регулятора его степень нечувствительности увеличивается, так как значения поддерживающей и восстанавливающей сил при этом уменьшаются (кривая 1 на рис. 3.14, б).

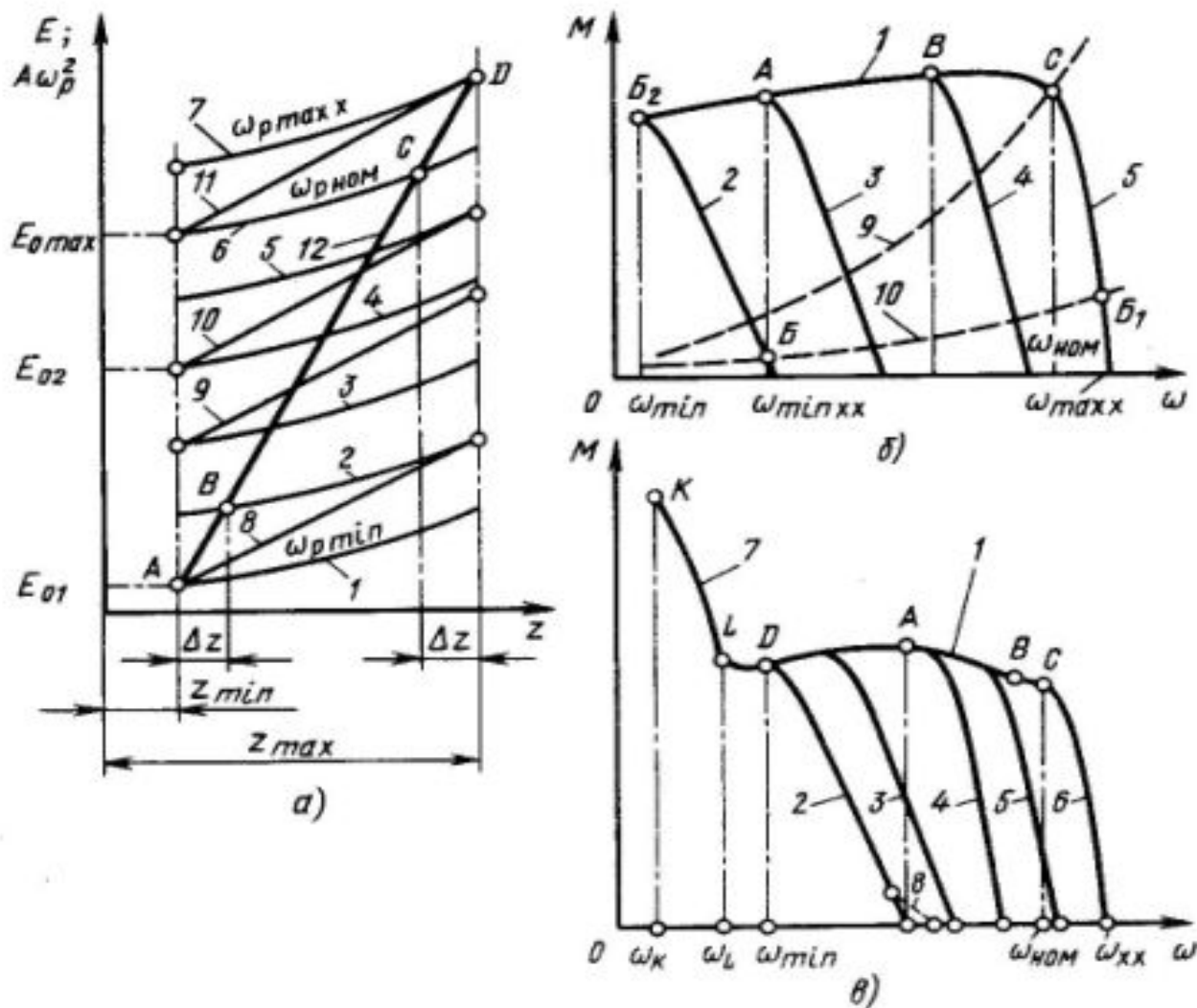


Рис. 3.20. Характеристики регулятора и двигателя при всережимном регулировании:

a — регулятора (1—7 — $A\omega_p^2 = f(z)$; 8—11 — $E = f(z)$ регулятора с переменной предварительной деформацией пружин; 12 — $E = f(z)$ регулятора с постоянной предварительной деформацией пружин); *б* — двигателя без пускового обогащения; *в* — двигателя с пусковым обогащением (1 — внешняя скоростная характеристика; 2—6 — регуляторные; 7 — пускового обогащения; 8 — регуляторная характеристика холостого хода; 9 — номинальная характеристика нагрузки; 10 — характеристика нагрузки холостого хода)

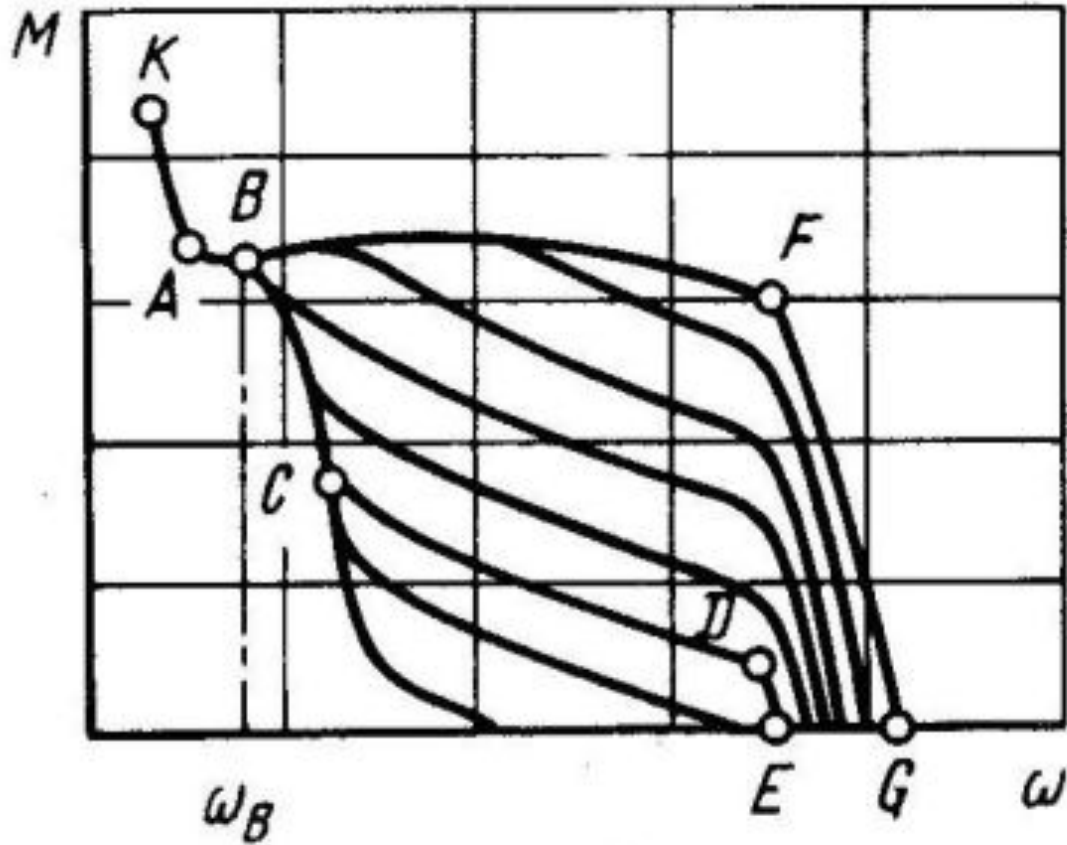


Рис. 3.22. Характеристика топливного насоса при работе с всережимным регулятором с пологими регуляторными характеристиками на промежуточных режимах

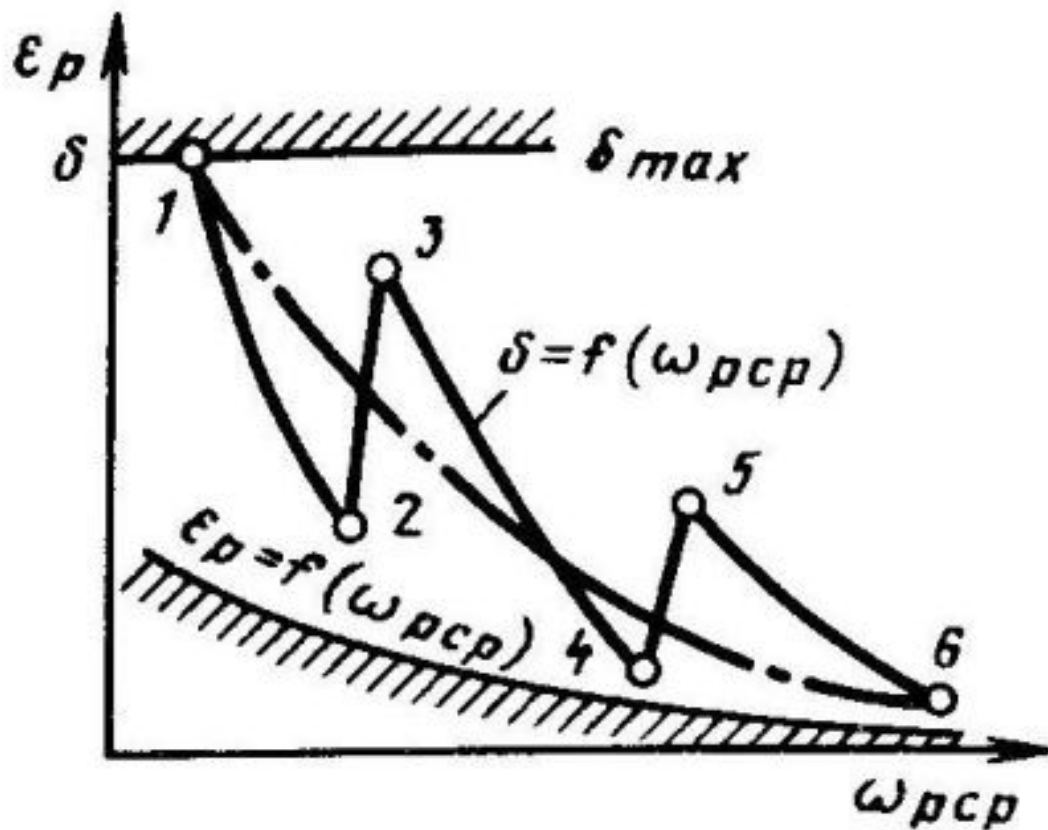


Рис. 3.25. Зависимость степени неравномерности и степени нечувствительности при последовательном включении трех пружин всережимного регулятора

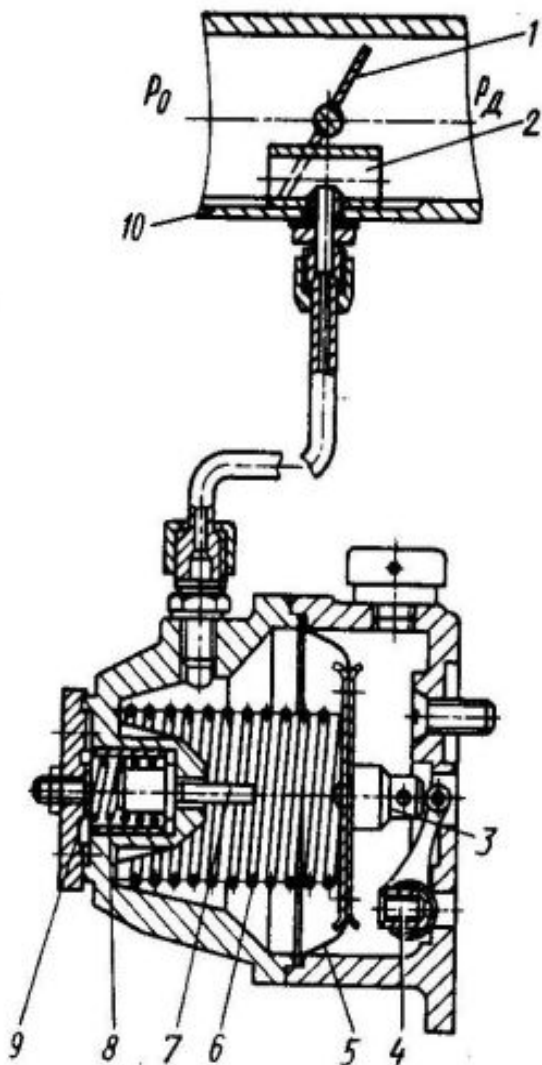


Рис. 3.27. Схема всережимного пневматического регулятора:

1 — дроссельная заслонка; 2 — патрубок; 3 — муфта; 4 — рычаг выключения; 5 — диафрагма; 6, 8 — пружины; 7 — упор; 9 — стакан; 10 — впускной коллектор

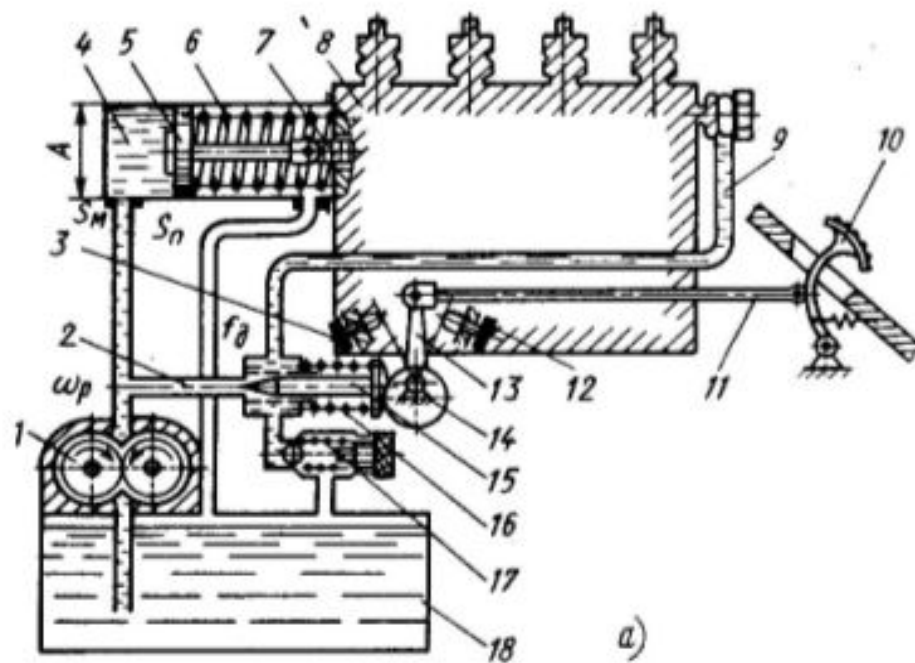
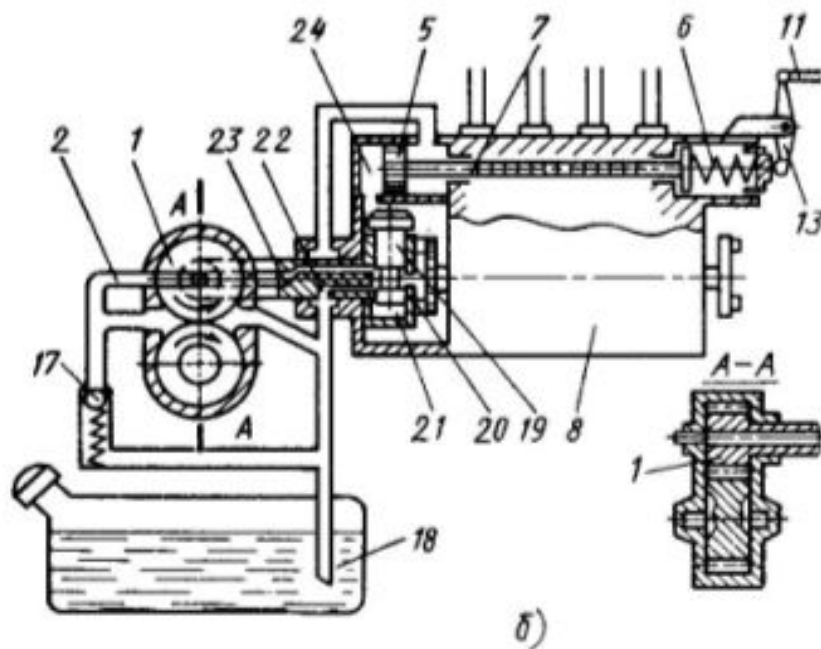


Рис. 3.31. Схема всережимных гидравлических регуляторов с чувствительным элементом:

a — гидростатическим; *б* — грузовым центробежным; 1 — подкачивающий насос; 2 — канал перепуска; 3, 12 — упоры; 4 — цилиндр; 5 — поршень; 6, 16 — пружины; 7 — рейка; 8 — топливный насос; 9 — подвод топлива; 10 — педаль управления; 11 — тяга; 13 — рычаг; 14 — эксцентрик; 15 — дроселирующая игла; 17 — перепускной клапан; 18 — топливный бак; 19 — груз-золотник; 20 — ротор; 21 — подзолотниковая полость; 22, 23 — каналы; 24 — топливная полость



АВТОМАТИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

§ 4.1. КЛАССИФИКАЦИЯ

Автоматические регуляторы непрямого действия кроме чувствительного элемента содержат усилительный и вспомогательные элементы. Основными признаками классификации таких регуляторов являются регулируемый параметр и тип примененной обратной связи.

В тех случаях, когда по условиям работы двигателя регуляторные характеристики могут быть статическими (см. рис. 3.20, б, в), используют регуляторы с жесткой обратной связью. Если при всех нагрузках необходимо обеспечить точное поддержание заданного скоростного режима, следует использовать изодромные регуляторы с гибкой обратной связью.

Если при высокой точности поддержания скоростного режима требуется обеспечить минимальный статизм регуляторной характеристики, необходимо использовать регуляторы с комбинированной обратной связью.

§ 5.1. ДВУХИМПУЛЬСНЫЕ РЕГУЛЯТОРЫ ПО СКОРОСТИ И УСКОРЕНИЮ

Анализ возможностей различных принципов регулирования (см. § 2.11) показал определенные преимущества каждого из них. Однако способность обеспечивать устойчивость работы при различных свойствах регулируемого объекта имеет только принцип Ползунова — Уатта. Стремление использовать в САР преимущества различных принципов регулирования привело к созданию двухимпульсных* регуляторов.

В автоматических регуляторах двигателей применяют двухимпульсные регуляторы, работающие в соответствии с принципами Ползунова — Уатта и братьев Сименс. Они реагируют не только на изменение угловой скорости, но и на изменение углового ускорения. Такой эффект может быть получен, если в чувствительном элементе, показанном на рис. 3.1, *д*, выполнить пазы, в которых располагаются грузы, не радиально, как в схеме на рис. 3.1, *д*, а с определенным наклоном под углом α (рис. 5.1). При появлении ускорения (например, в сторону увеличения частоты вращения) скошенные пазы траверсы 2 воздействуют на грузы 1, имеющие инерционность, таким образом, что перемещают их в сторону увеличения радиуса вращения. Муфта 5 получает при этом перемещение вправо, уменьшая подачу топлива.

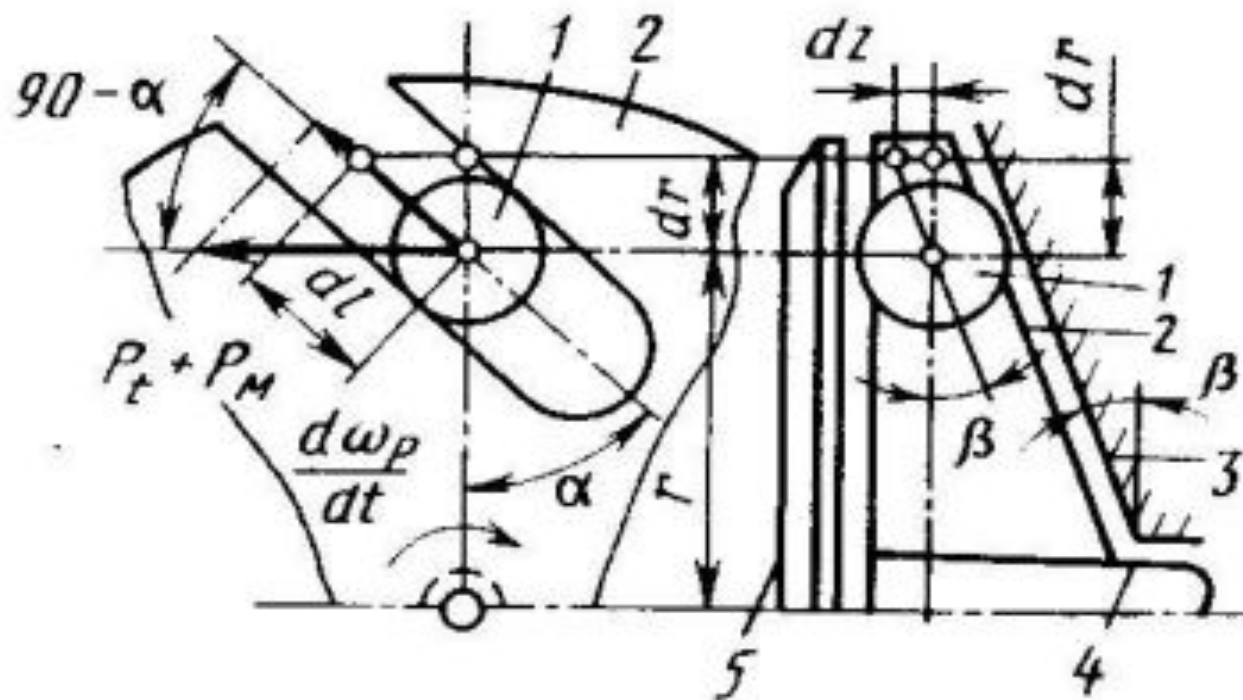


Рис. 5.1. Механический двухимпульсный чувствительный элемент (по скорости и ускорению):

1 — груз; 2 — траверса (звездочка) со скошенными пазами; 3 — коническая тарелка; 4 — вал привода; 5 — муфта

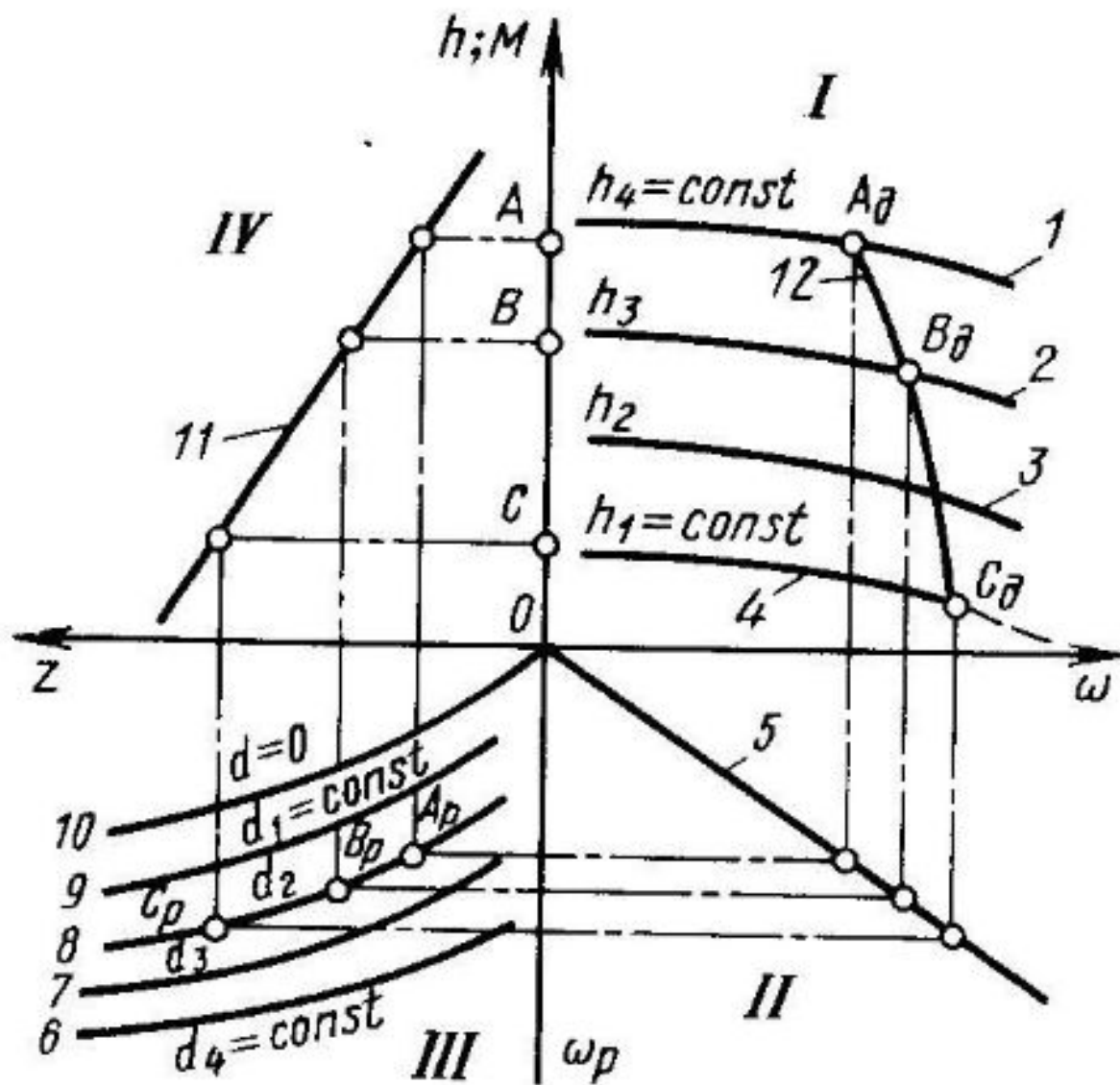


Рис. 9.2. Построение регуляторной характеристики двигателя