

Гидродинамические передачи

Гидропередача осуществляет преобразование механической энергии двигателя в энергию потока жидкости и обратное преобразование энергии жидкости в механическую энергию рабочего органа (выходного вала).

В качестве преобразователей энергии используются насосы и гидродвигатели. Если это гидромашины объемного типа, то и гидропередача называется объемной.

Соответственно, гидропередача, составленная из гидромашин динамического типа (обычно лопастных), называется гидродинамической передачей (ГДП).

Гидродинамические передачи делятся на гидромуфты и гидротрансформаторы.

Разница между ними в наличии в гидротрансформаторах реактора (одного или нескольких) между насосными и турбинными колесами.

Соответственно, гидротрансформаторы могут производить изменение (трансформацию) передаваемого крутящего момента при переменном передаточном отношении.

И гидротрансформаторы, и гидромуфты могут быть регулируемыми и нерегулируемыми, причем регулирование осуществляется либо воздействием на поток жидкости, либо переменным заполнением передачи жидкостью.

Принципиальные схемы ГДП

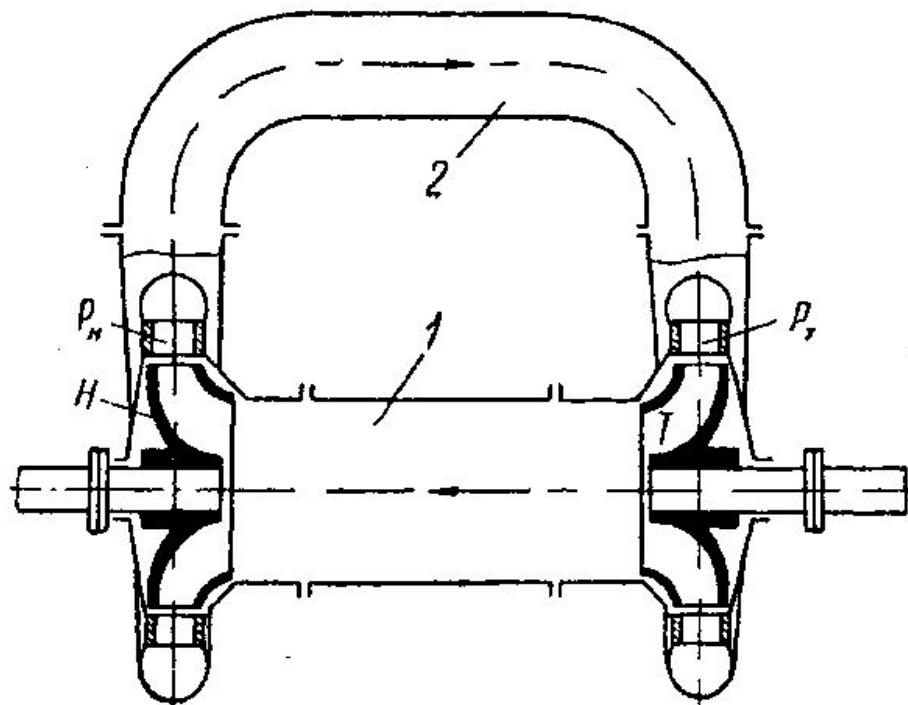


Рис. 2. Принципиальная схема гидродинамической передачи:

H — насос; T — турбина; P_H — направляющий аппарат (реактор) насоса; P_T — направляющий аппарат (реактор) турбины; 1, 2 — трубопроводы

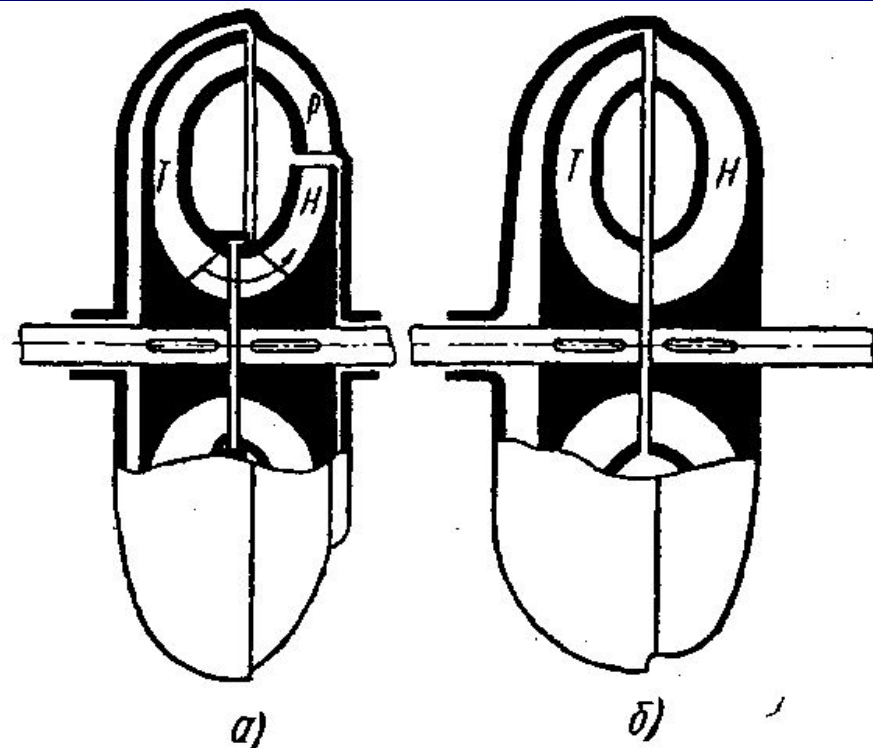


Рис. 3. Гидродинамические передачи Феттингера:

a — гидротрансформатор; b — гидромуфта (H — насос, T — турбина, P — реактор)

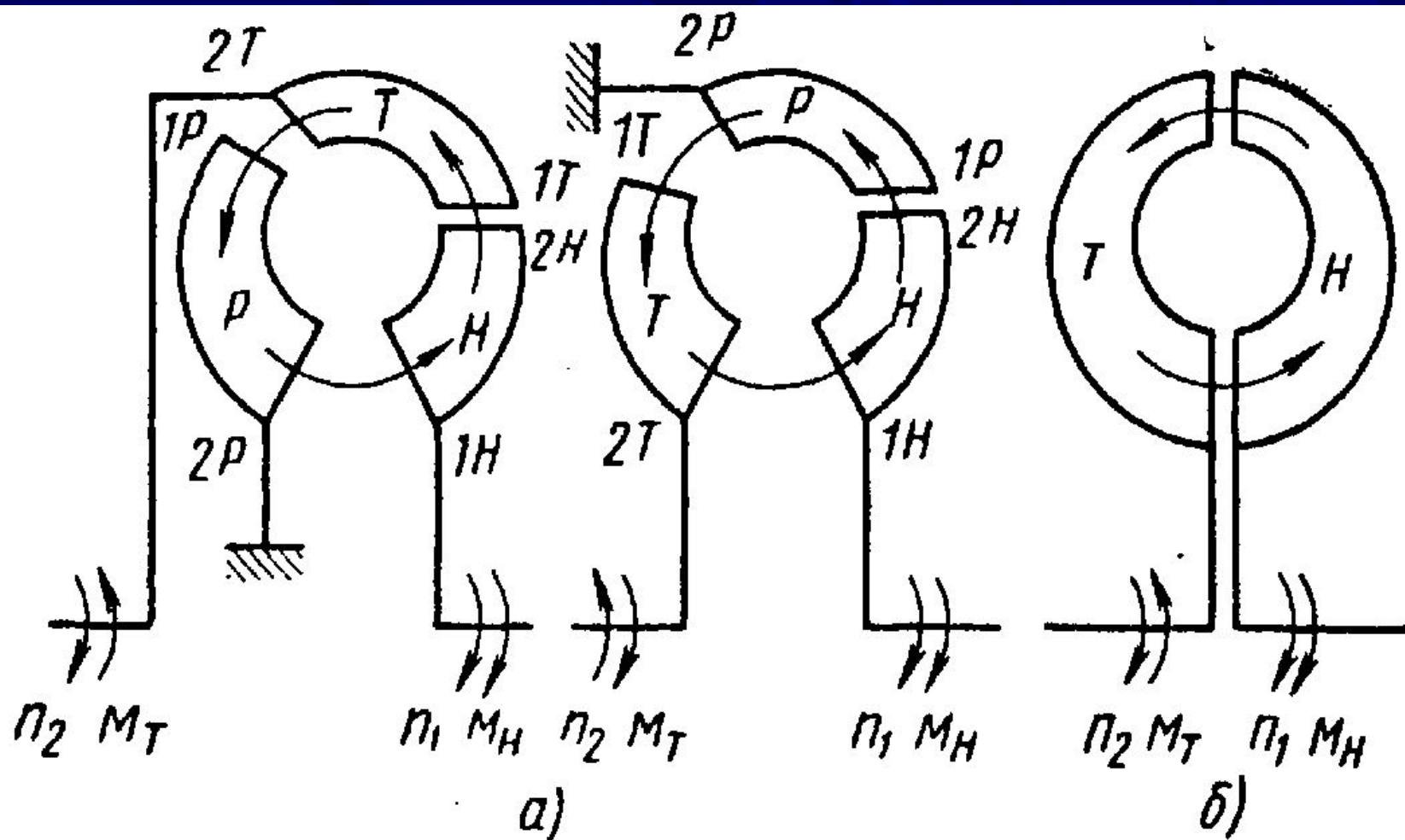


Рис. 6. Схема движения жидкости в гидродинамических передачах:

а — в гидротрансформаторах; б — в гидромуфте

Краткая история ГДП

Первые динамические гидropередачи были созданы в 19 веке, но только в 1902 Г. Феттингер предложил объединить в одном корпусе насосное и турбинное колесо и реактор.

Гидropередачи Феттингера с 1907 года были востребованы на военном флоте (передача крутящего момента от быстровращающихся паровых турбин к медленновращающимся винтам с плавным изменением этого момента).

В 1933 году начался серийный выпуск автобусов с ГДП (в Англии). В 1947 году в Америке выпустили первый серийный легковой автомобиль с ГДП («бьюик»).

В СССР первая гидромuфта была создана в 1929 г. (проф. Кудрявцев), первый гидротрансформатор – в 1934 г. в МВТУ.

В настоящее время за рубежом (Америка, Германия, Япония, Италия, Франция) существуют десятки фирм, разрабатывающих и производящих ГДП для самых разных областей техники.

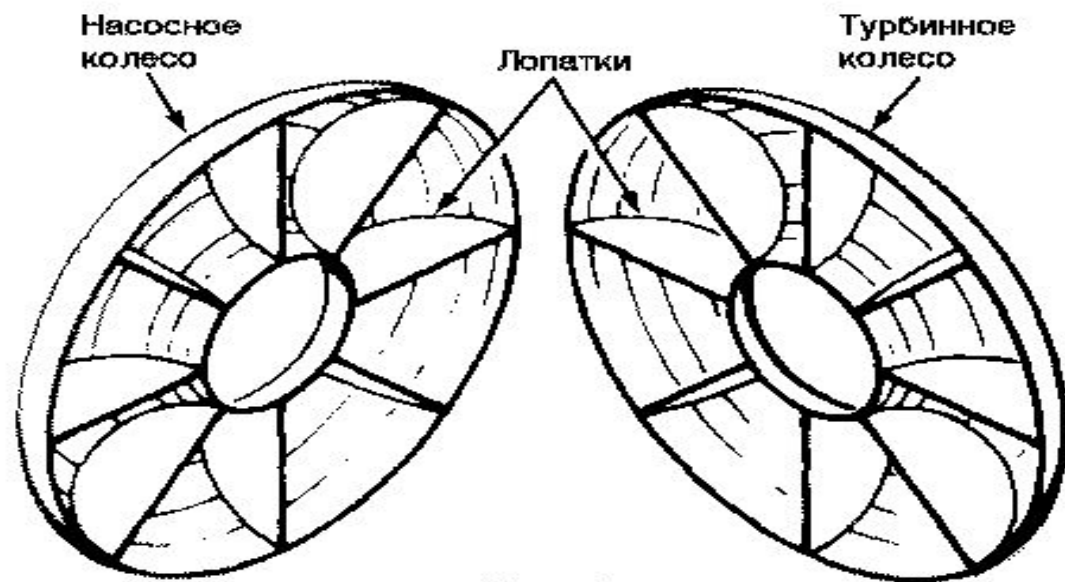
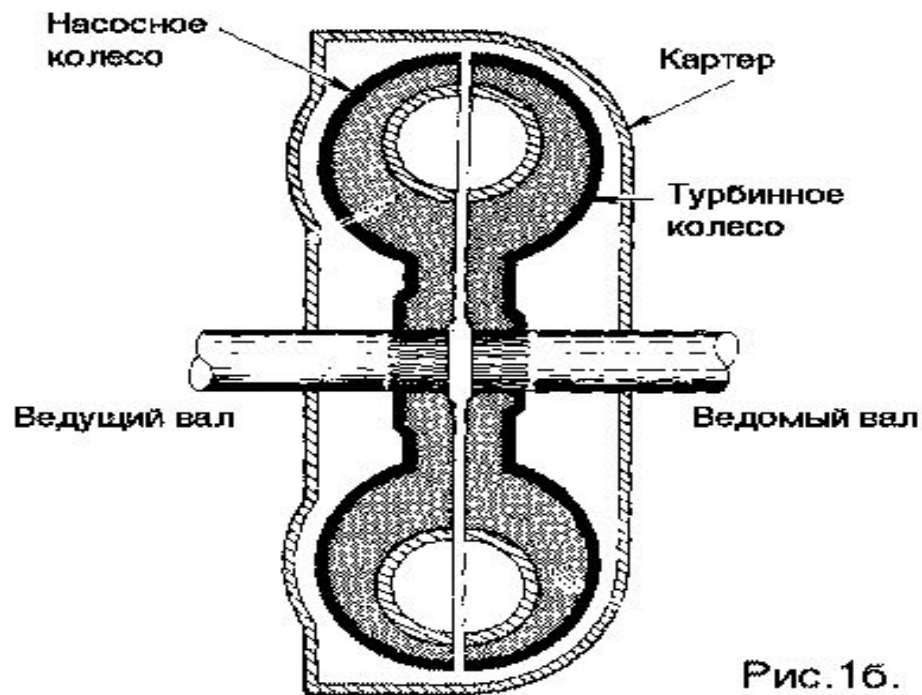
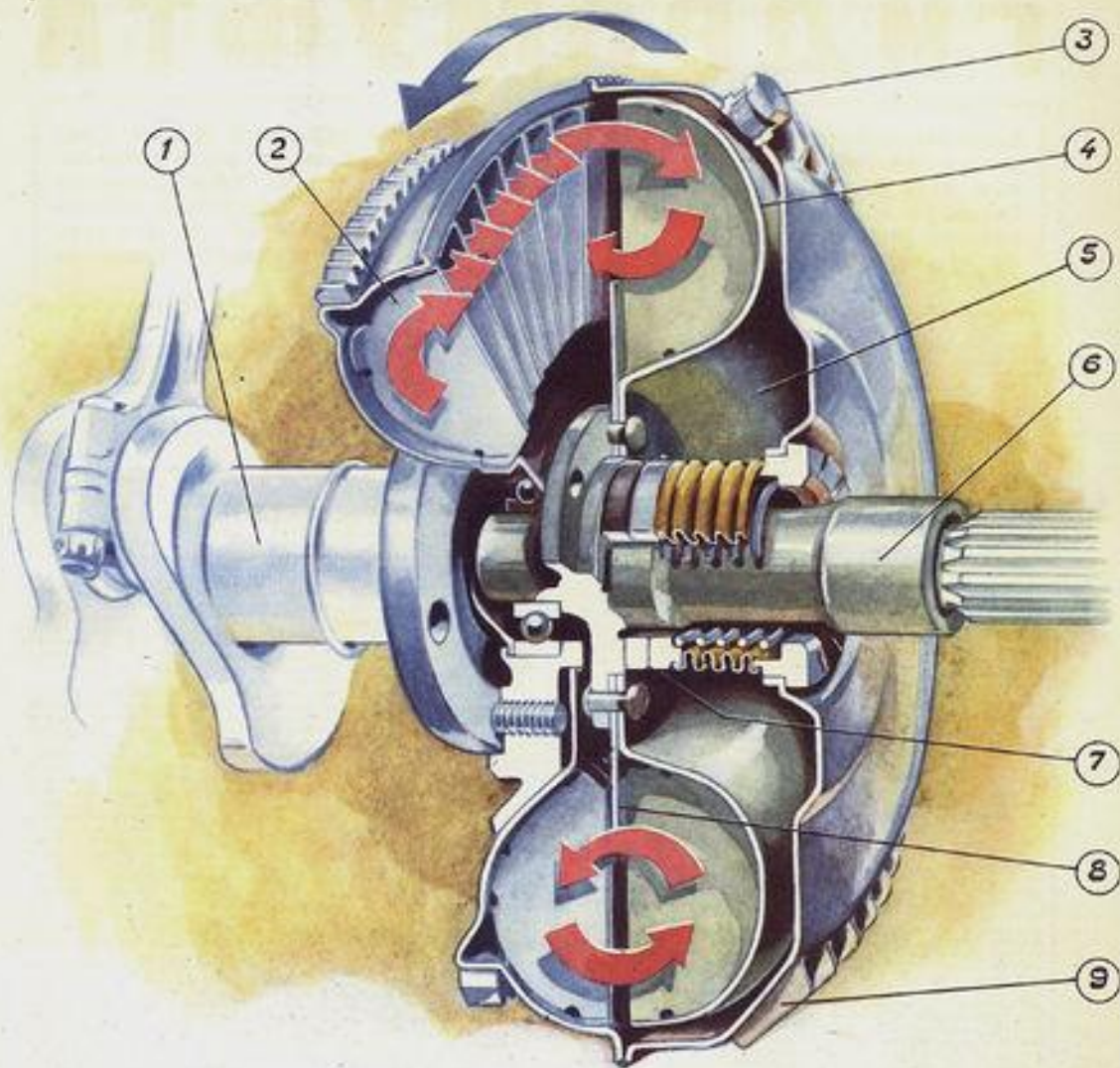


Рис.1а.

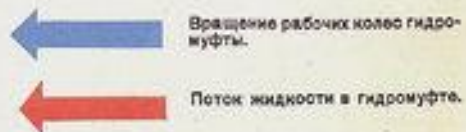


Гидромуфта простейшего типа

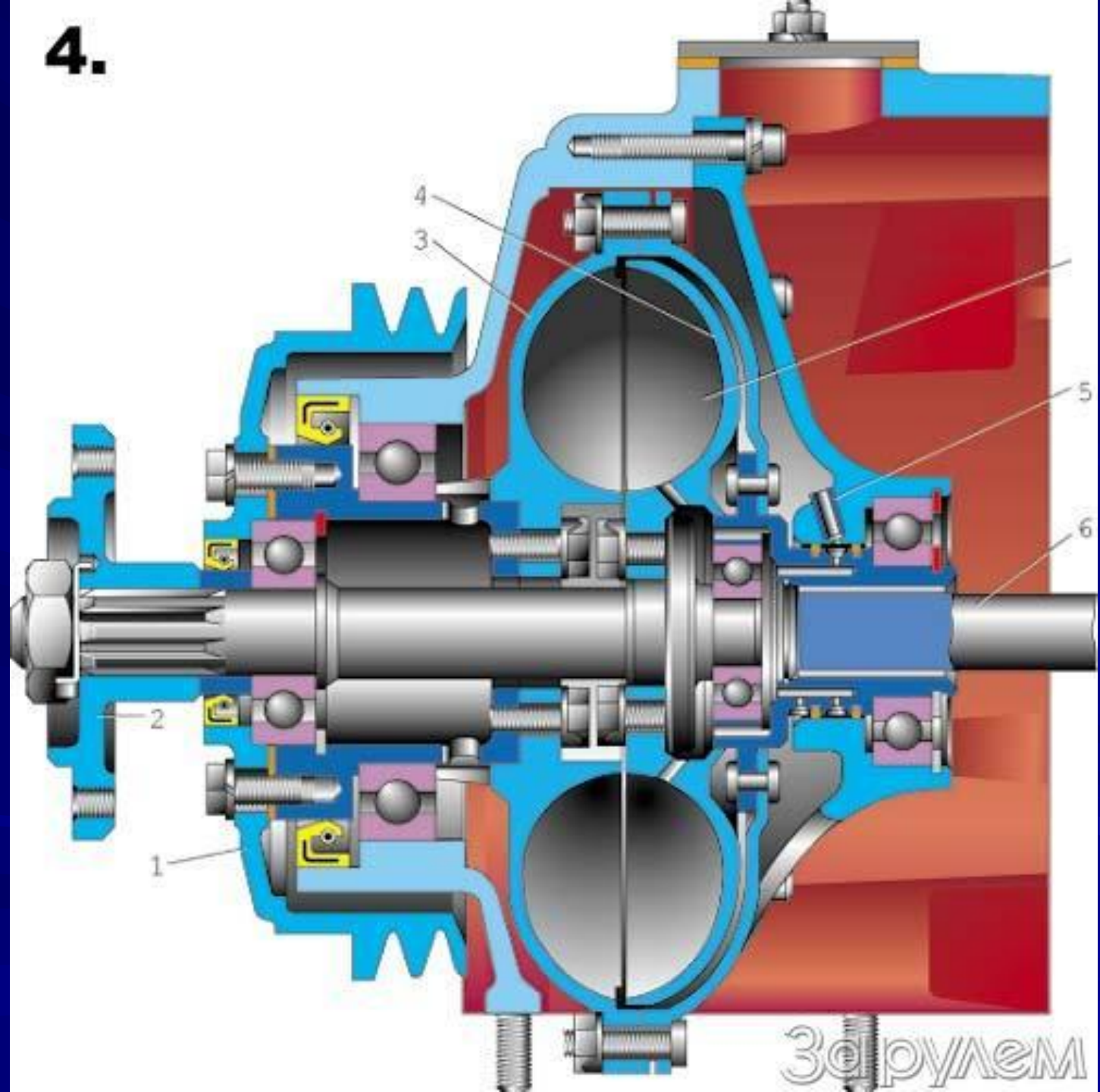


ГИДРОМУФТА

1. Коленчатый вал двигателя.
2. Насосное колесо.
3. Заливная пробка.
4. Турбинное колесо.
5. Дополнительная полость.
6. Ведомый вал.
7. Торцевое уплотнение.
8. Порожек.
9. Ребра для воздушного охлаждения гидромуфты.



4.



Зерулем





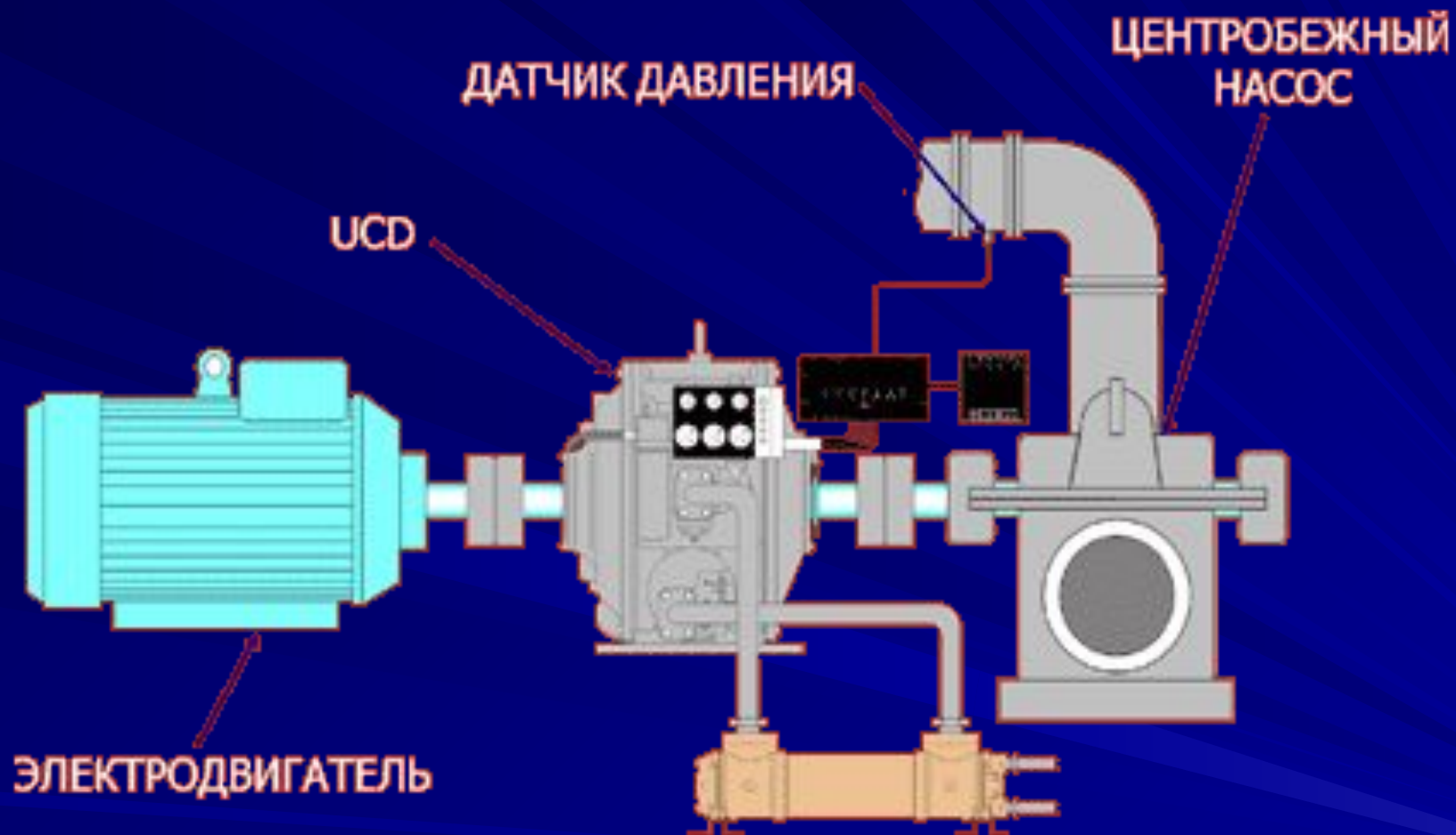
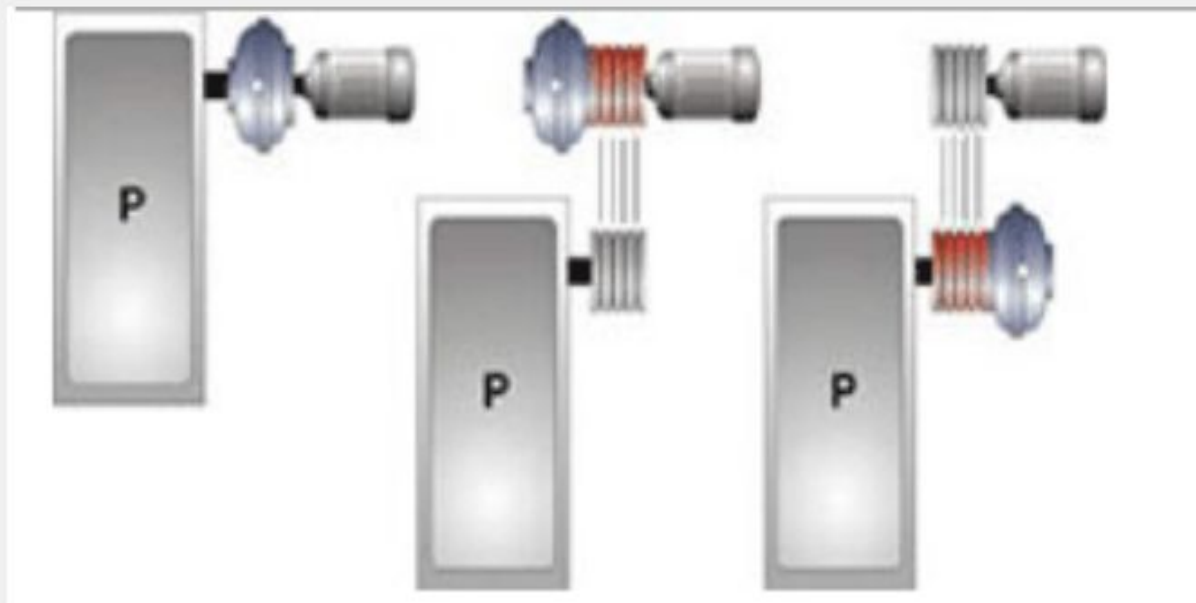
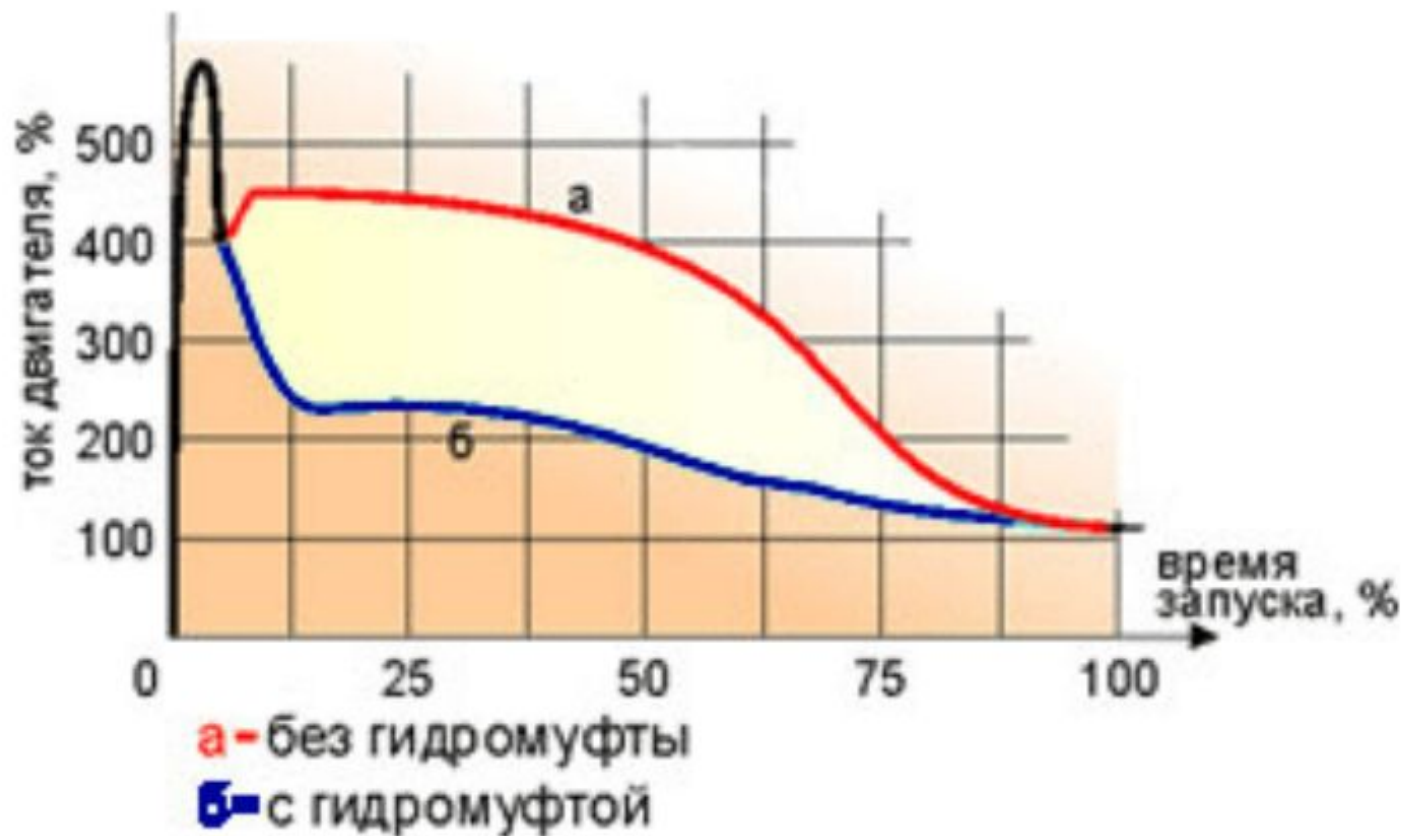


Схема приводов машин с гидромуфтами

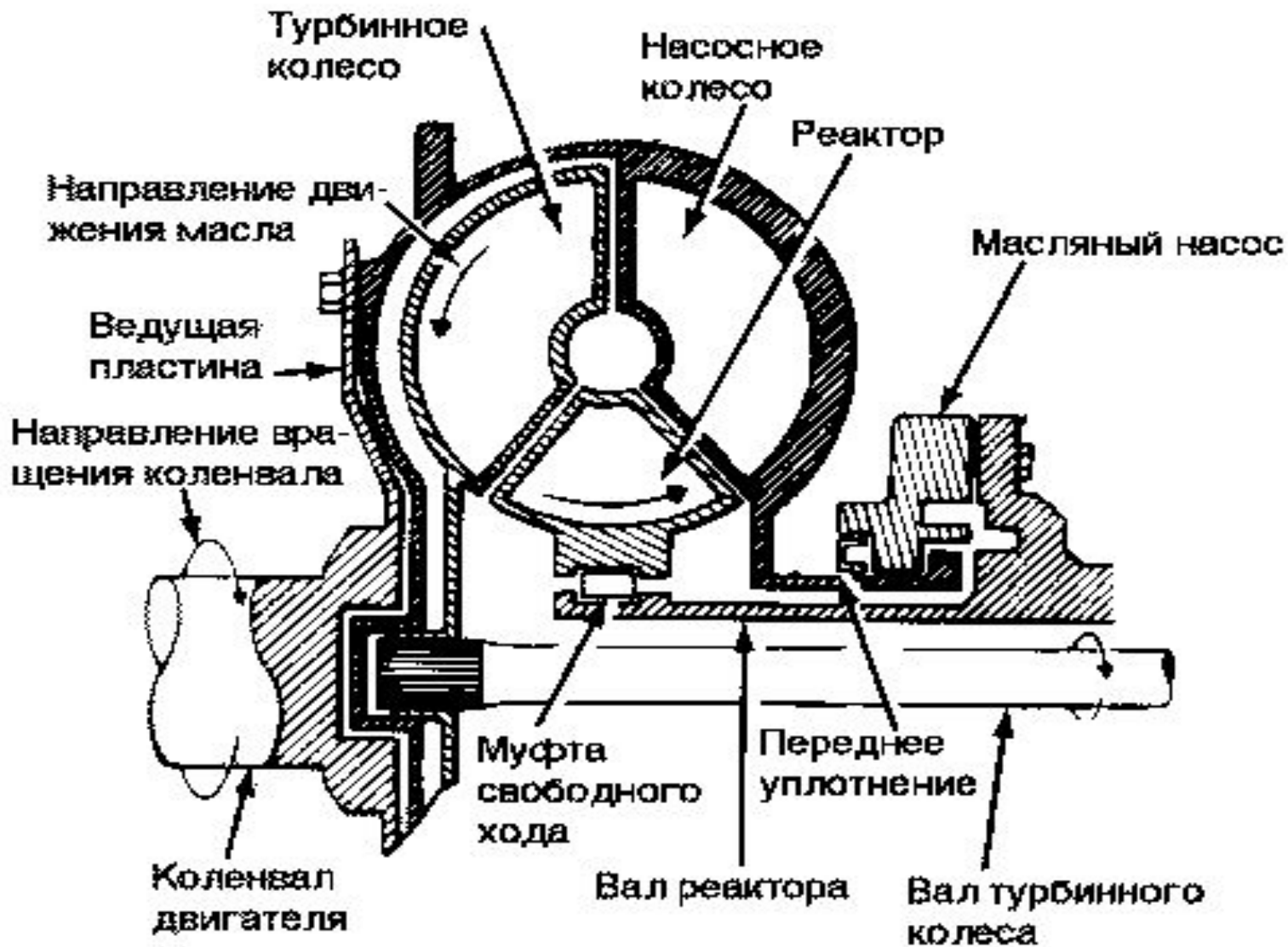


Преимущества применения гидромуфт





основные характеристики молотковой дробилки до и после модернизации



Гидротрансформатор с муфтой свободного хода

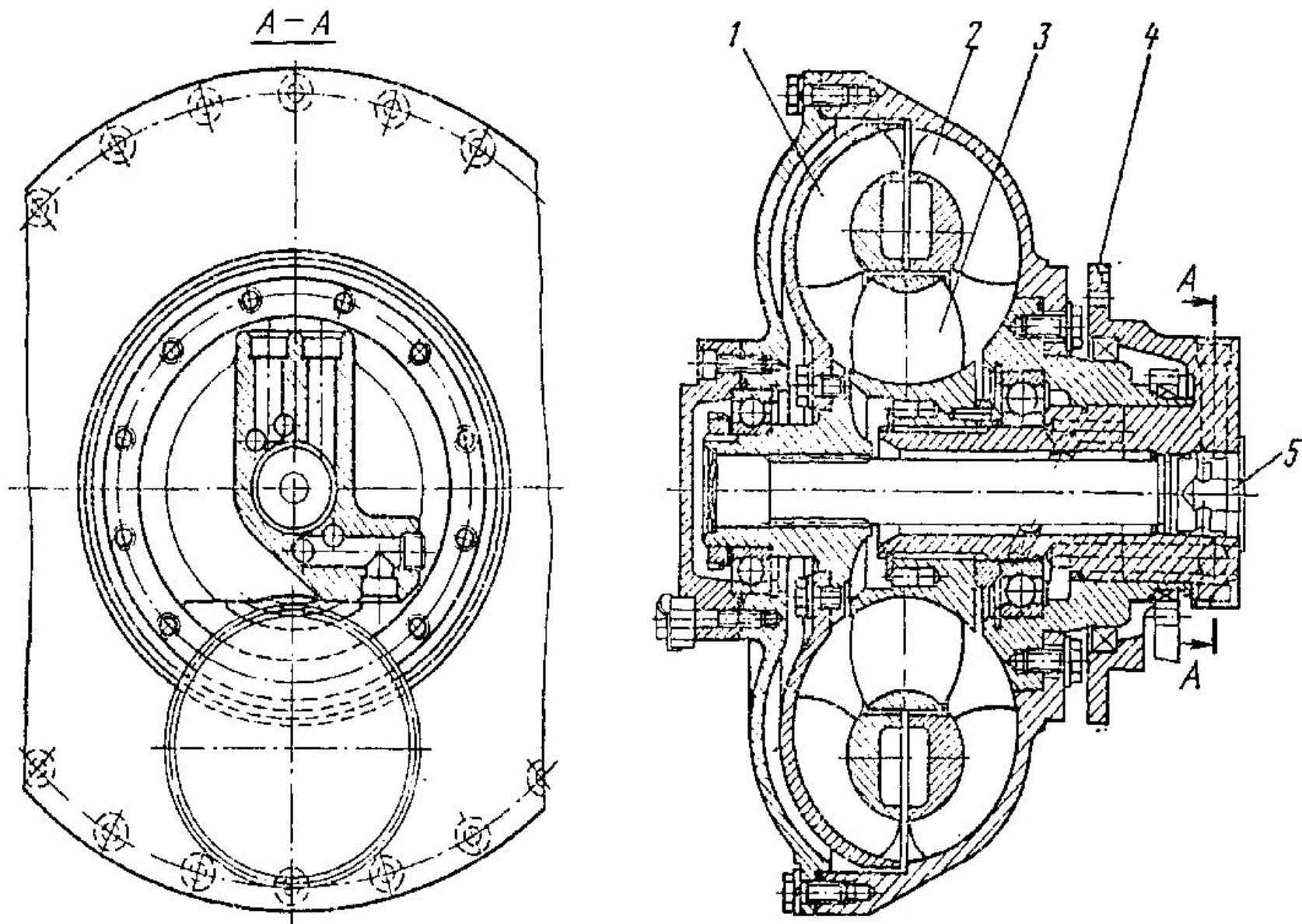


Рис. 150. Гидротрансформатор «Гинар» (тип Д)

1 — турбина; 2 — насос с ведущим колесом; 3 — реактор; 4 — деталь крепления к трансмиссии; 5 — ведомый вал

Гидродинамические передачи применяются там, где:

1. Необходимо плавное изменение крутящего момента на выходном звене системы (глубокое регулирование скорости)
2. Нужно механически развязать двигатель и нагрузку, чтобы исключить воздействие на двигатель ударных и инерционных нагрузок
3. Требуется обеспечить трансформацию передаваемого момента без жесткой механической связи валов
4. Необходимо упростить трансмиссию машины (уменьшить число передач)
5. И во многих других случаях.

Области применения ГДП

1. Автоматические коробки передач транспортных средств (легковые автомобили, автобусы, строительно-дорожная техника (тягачи, погрузчики, экскаваторы, скреперы, бульдозеры..), танки и т.п.)
2. Системы передачи крутящего момента в крупных транспортных средствах (тепловозы, корабли и суда, тяжелые карьерные самосвалы)
3. Приводы систем, работающих с большими инерционными и ударными нагрузками (например, в горной и горно-обогатительной промышленности –добывающие комбайны, ленточные транспортеры, дробилки и т.п.)
4. ГДП используются как промежуточные муфты для пуска и последующего регулирования частоты вращения крупных роторных машин (например, крупные насосы (питательные, нефтяные магистральные...))

Преимущества ГДП перед механическими передачами

1. Отсутствие механической связи между входным выходным валом – демпфирование ударных нагрузок
2. Возможность плавного бесступенчатого регулирования скорости вращения выходного вала
3. В отличие от зубчатой передачи – нет износа трущихся поверхностей
4. Можно осуществлять пуск двигателя под нагрузкой и трогание с места под нагрузкой (важно для строительной-дорожной техники)
5. Предохраняют от перегрузки двигатель машины
6. Облегчение процесса управления машиной.

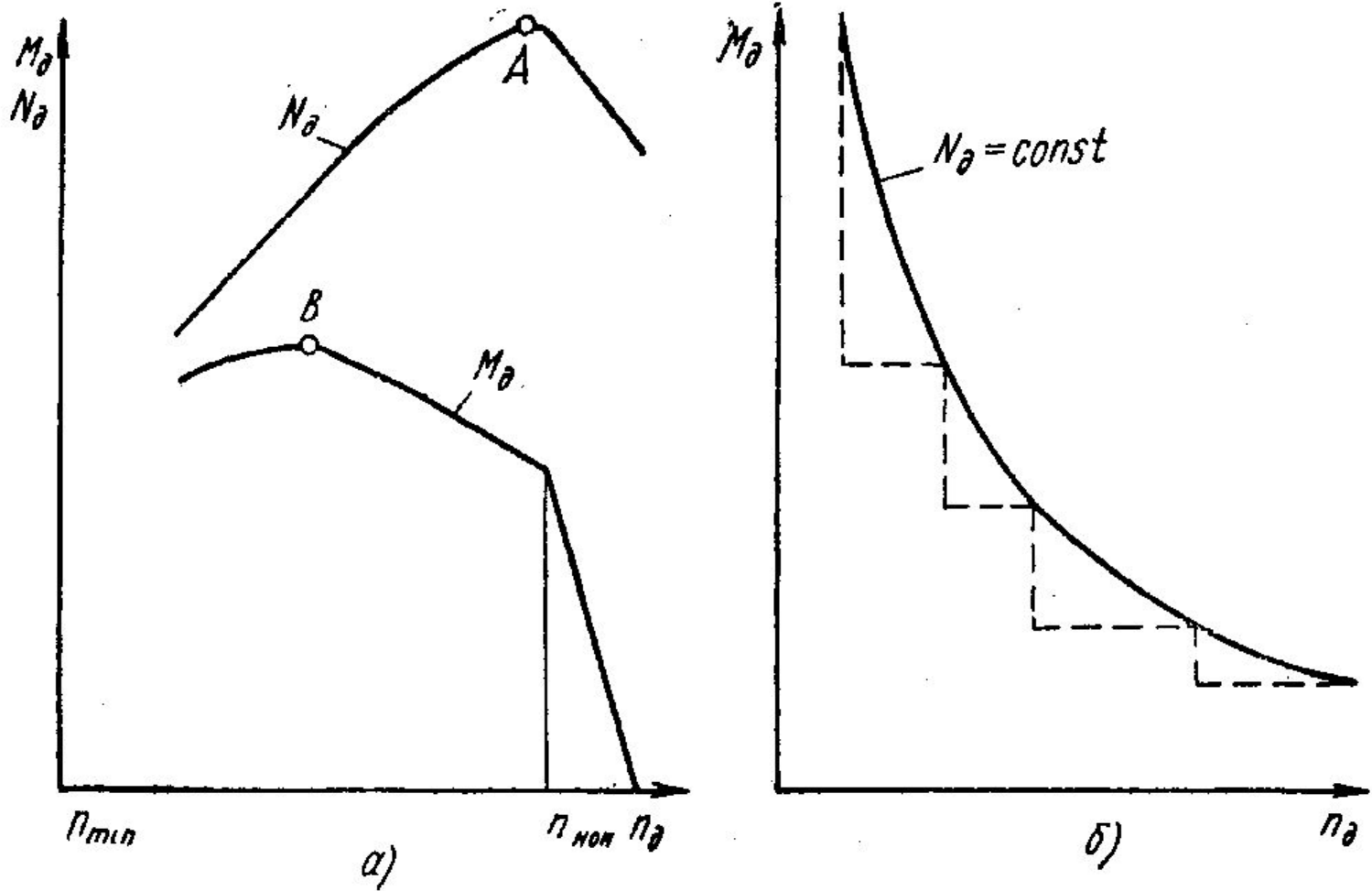


Рис. 1. Характеристики привода:

a — характеристика двигателя внутреннего сгорания; *б* — идеальная характеристика привода; — — — — характеристика привода с механической коробкой передач

Преимущества ГДП перед гидрообъемными передачами

1. Более компактные – насос и гидродвигатель в одном корпусе с малыми осевыми размерами
2. Не боятся резкого изменения нагрузки, а также попутных нагрузок
3. Конструктивно проще и надежнее, и дешевле при сравнимых мощностях
4. Могут работать при высоких частотах вращения
5. Могут быть разработаны на очень большие мощности (до десятков мегаватт)

Недостатки ГДП

1. Более низкий КПД (82..92%) гидротрансформаторов на расчетном режиме по сравнению с механическими передачами (93..97%). КПД гидромукты составляет 97..98%, но она не трансформирует крутящий момент.
2. Большая сложность и стоимость изготовления ГДП по сравнению с механическими передачами (при том, что ГДП в автомобиле используется совместно с механической передачей для сглаживания пиков нагрузок и плавного перехода от одной передачи к другой)
3. По сравнению с объемными гидropередачами ГДП передают меньшие моменты и не могут эффективно работать при очень малых скоростях движения выходного вала. Кроме того, невозможно разнести насос и гидродвигатель. Менее точный контроль скорости вращения выходного звена.
4. Необходимость систем питания и охлаждения рабочей жидкости

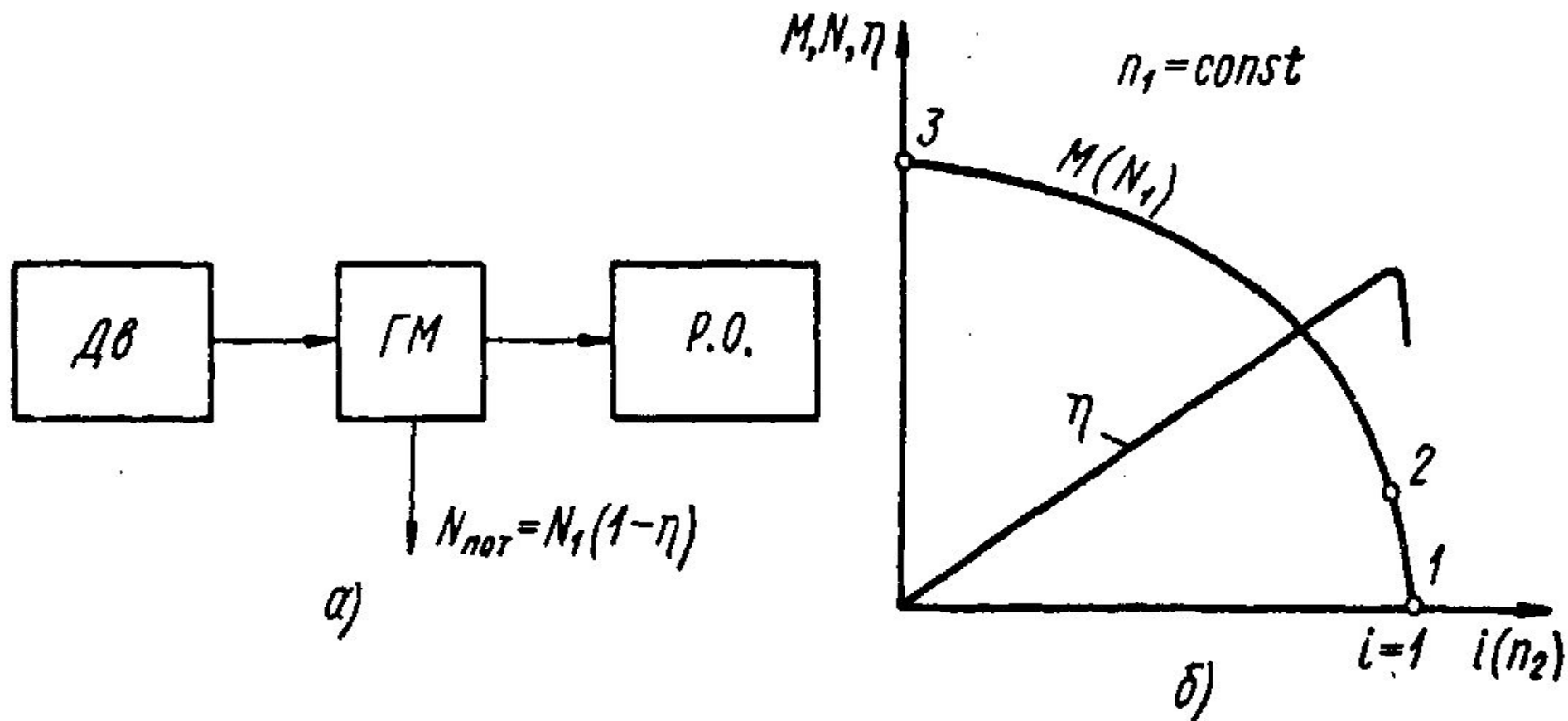


Рис. 20. Внешняя характеристика гидромукты:

a — структурная схема передачи (Дв — двигатель; ГМ — гидромукта; Р. О. — рабочий орган); *б* — внешняя характеристика на тяговом режиме

Характеристика гидротрансформатора

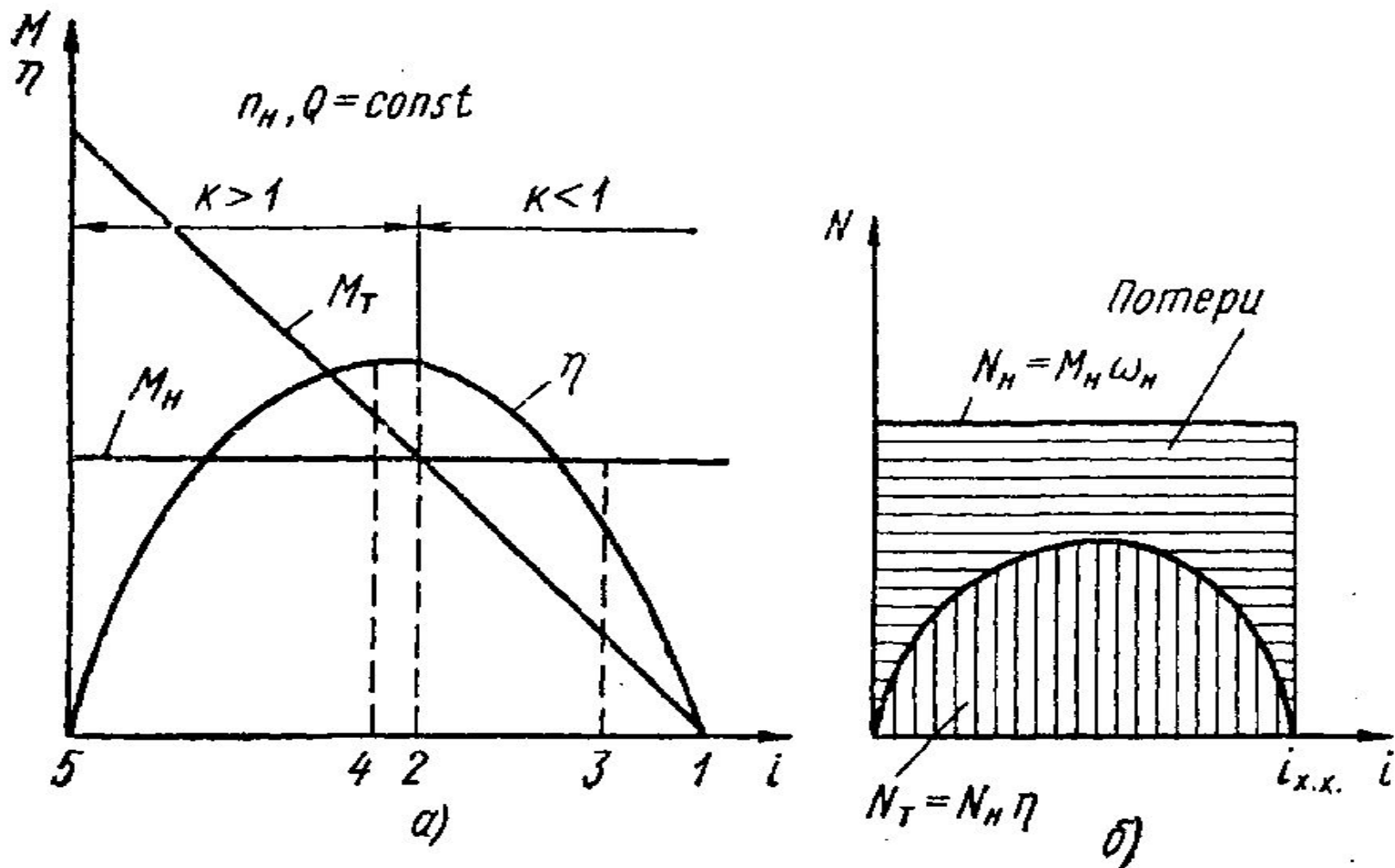


Рис. 66. Характеристика на тяговом режиме:
 а — характерные точки; б — баланс мощностей

Особенности рабочего процесса ГДП

В основу расчета гидродинамических передач положена теория лопастных гидромашин Л. Эйлера. Основные допущения этой теории следующие.

1. Поток в области рабочего колеса представляет собой элементарные струи, разделенные поверхностями тока осесимметричного потока в меридиональном сечении.

2. Число лопаток принимается бесконечно большим, а толщина их бесконечно малой.

3. Направление потока на выходе из рабочего колеса зависит от угла установки лопаток и не зависит от направления потока на входе.

4. Идеальная жидкость имеет установившееся движение.

5. Меридиональная скорость c_m поперек потока не изменяется, и поэтому все расчеты можно вести для средней линии тока.

6. Изменения момента количества движения жидкости в безлопаточном пространстве не происходит.

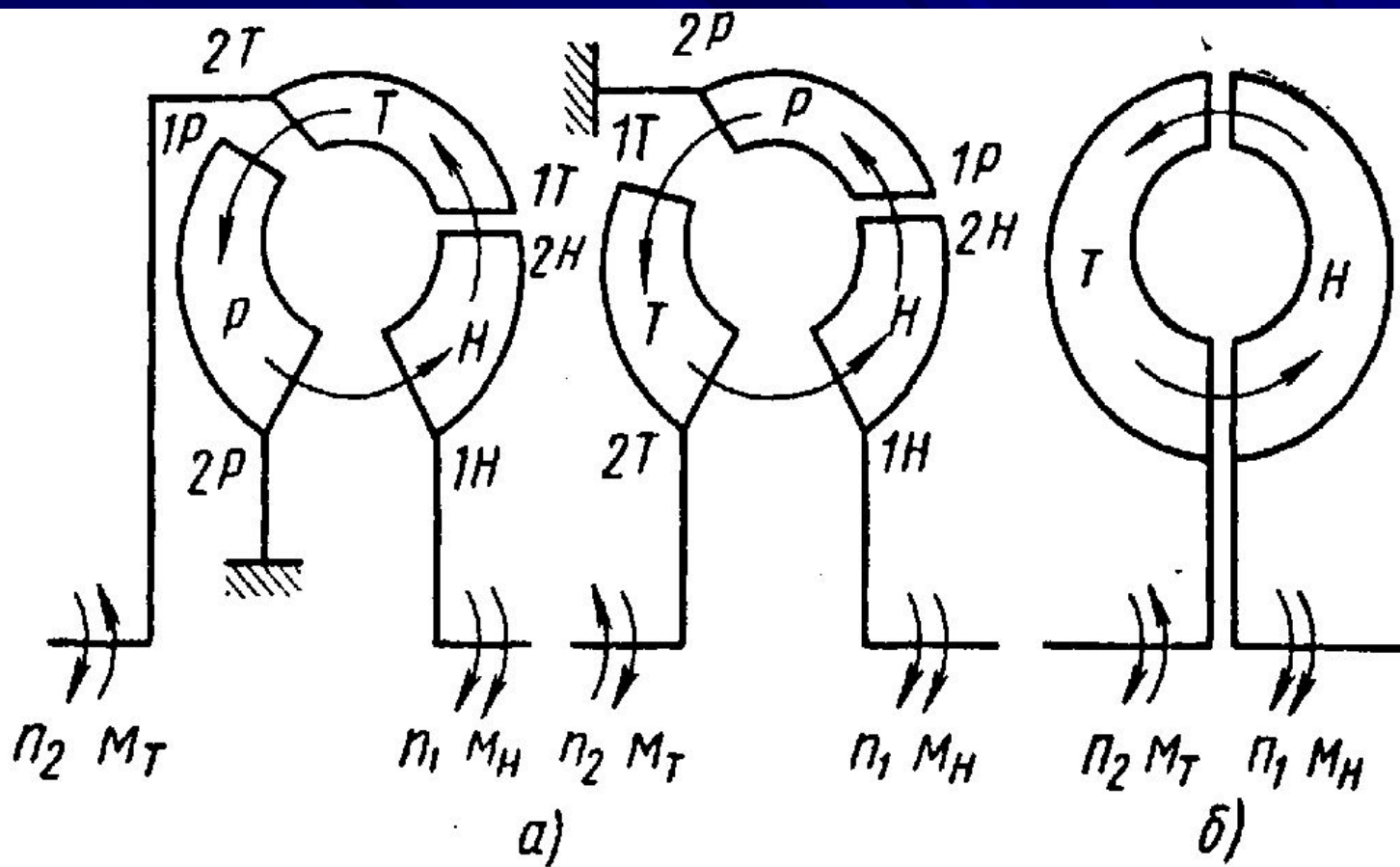


Рис. 6. Схема движения жидкости в гидродинамических передачах:

а — в гидротрансформаторах; б — в гидромуфте

$$c_{uH1}r_{H1} = c_{uP2}r_{P2}; \quad c_{uT1}r_{T1} = c_{uH2}r_{H2}; \quad c_{uP1}r_{P1} = c_{uT2}r_{T2} \quad (6)$$

и (см. рис. 6, б)

$$c_{uH1}r_{H1} = c_{uT2}r_{T2}; \quad c_{uT1}r_{T1} = c_{uH2}r_{H2}. \quad (7)$$

С учетом уравнений (6) получим выражения моментов на рабочих колесах гидротрансформатора (см. рис. 6, а):

$$\left. \begin{aligned} M_H &= Q\rho (c_{uH2}r_{H2} - c_{uP2}r_{P2}); & M_T &= Q\rho (c_{uT2}r_{T2} - c_{uH2}r_{H2}); \\ M_P &= Q\rho (c_{uP2}r_{P2} - c_{uT2}r_{T2}). \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Складывая левые и правые части уравнений (8), получим

$$M_H + M_P + M_T = 0. \quad (9)$$

Для гидромолфты с учетом уравнений (7) имеем

$$M_H = Q\rho (c_{uH2}r_{H2} - c_{uT2}r_{T2}); \quad M_T = Q\rho (c_{uT2}r_{T2} - c_{uH2}r_{H2}). \quad (10)$$

Складывая уравнения (10), получим

$$M_H + M_T = 0. \quad (11)$$

Уравнения (9) и (11) называются уравнениями баланса моментов в гидродинамических передачах.

Рабочий процесс гидромуфты

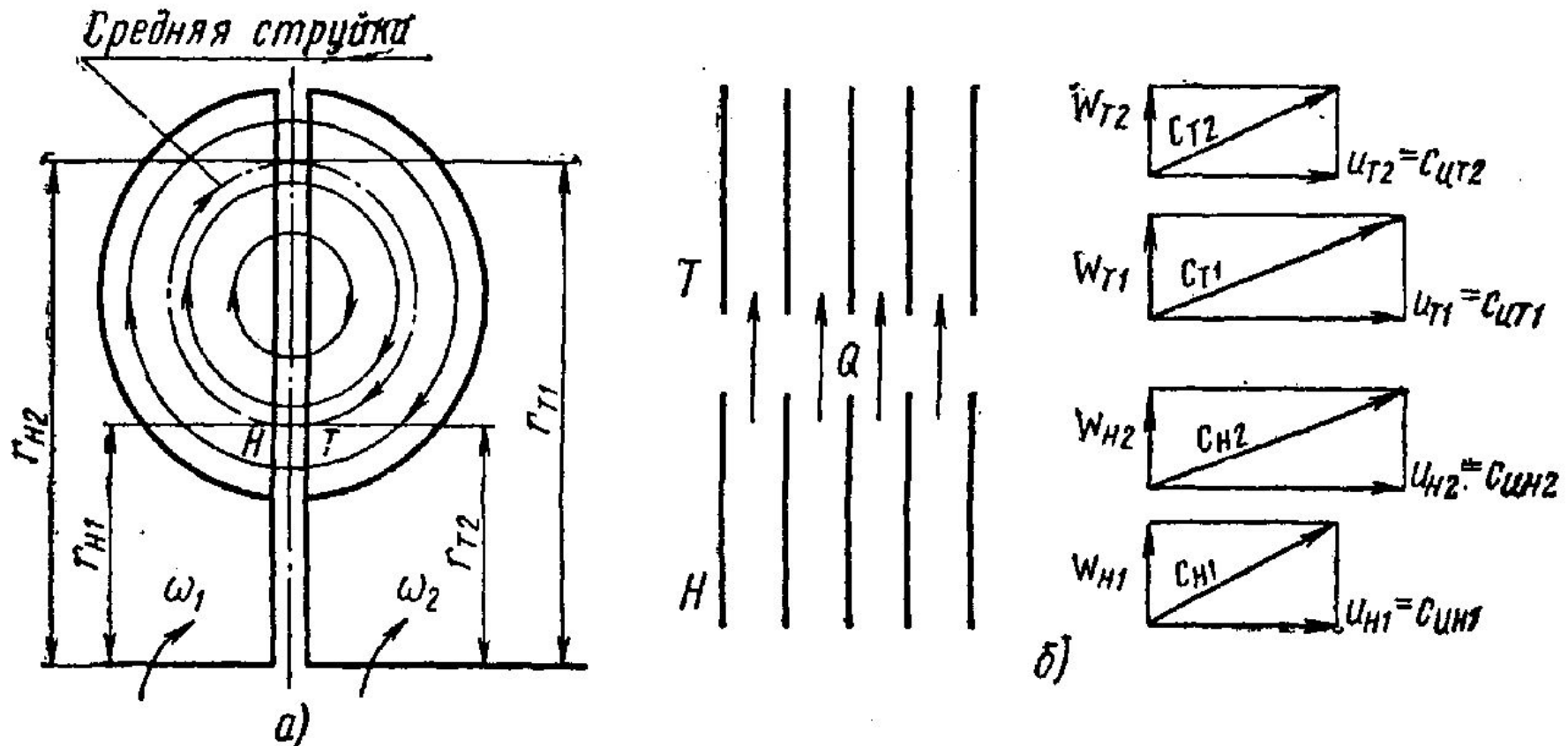


Рис. 16. Расчетная схема и треугольники скоростей в гидромуфте

Для рассматриваемой гидромуфты имеет место равенство углов лопаток на входе в рабочие колеса и выходе из них, т. е. $\beta_{Н1} = \beta_{Н2} = \beta_{Т1} = \beta_{Т2} = 90^\circ$, а также равенство радиусов $r_{Н1} = r_{Т2}$ и $r_{Т1} = r_{Н2}$.

Как следствие этого, для данной гидромуфты будут справедливы следующие равенства:

$$\left. \begin{aligned} c_{u Н1} &= u_{Н1}; & c_{u Н1} &= c_{u Т2}; \\ c_{u Н2} &= u_{Н2}; & c_{m Н1} &= \omega_{Н1}; \\ c_{u Т2} &= u_{Т2}; & c_{m Н2} &= \omega_{Н2}; \\ c_{u Т1} &= u_{Т1}; & c_{m Т1} &= \omega_{Т1}; \\ & & c_{m Т2} &= \omega_{Т2}. \end{aligned} \right\} \quad (53)$$

Найдем для исследуемой гидромуфты функциональную зависимость расхода Q от режима работы i , или что то же самое, зависимость меридиональной составляющей абсолютной скорости c_m от режима работы i . Зависимость $Q = f(i)$ или $c_m = f(i)$ определяется из уравнения баланса удельной энергии [см. уравнение (31)].

Выразим составляющие уравнения (31) при помощи уравнения Эйлера, зависимостей (53) и геометрических параметров гидромуфты:

$$\begin{aligned}
 H_{iH} &= \frac{1}{g} (c_{uH2} u_{H2} - c_{uH1} u_{H1}) = \frac{1}{g} (u_{H2}^2 - u_{T2} u_{H1}) = \\
 &= \frac{1}{g} (\omega_H^2 r_{H2}^2 - \omega_H^2 r_{H1}^2 i) = \\
 &= \frac{\omega_H^2 r_{H2}^2}{g} \left(1 - i \frac{r_{H1}^2}{r_{H2}^2} \right) = \frac{\omega_H^2 r_{H2}^2}{g} (1 - ia^2), \quad (54)
 \end{aligned}$$

где $a = \frac{r_{H1}}{r_{H2}}$.

Аналогично напор турбины

$$H_{iT} = \frac{1}{g} (c_{uT1} u_{T1} - c_{uT2} u_{T2}) = \frac{\omega_H^2 r_{H2}^2}{g} i (1 - ia^2). \quad (55)$$

или

$$H_{iH} = H_{iT} + h_{\text{пот. Н}} + h_{\text{пот. Т}} + h_{\text{пот. Р}} + h'_{\text{пот}}$$

$$H_{iH} = H_{iT} + \sum h_{\text{пот.}} \quad (31)$$

Формула (31) выражает баланс удельной энергии.

Определим далее гидравлические потери в гидромуфте, которые представим в виде потерь, зависящих от угла атаки, и потерь на трение, т. е.

$$h_{\text{пот}} = h_{\text{уд}} + h_{\text{тр.}}$$

Потери, которые связаны с углом атаки, определим по формуле (34) для насоса и турбины с учетом

$$c_s = c_{u1} - c_{u2}$$

и просуммируем

$$h_{\text{уд}} = h_{\text{уд. Н}} + h_{\text{уд. Т}} \quad (56)$$

Для рассматриваемой гидромуфты потери на входе в насос можно определить из выражения (рис. 17, а):

$$h_{\text{уд. Н}} = \frac{\varphi_{\text{уд. Н}}}{2g} (c_{uH1} - c_{uT2})^2 = \frac{\varphi_{\text{уд. Н}}}{2g} (u_{H1} - u_{T2})^2.$$

Потери на удар при входе в турбину (рис. 17, б)

$$h_{\text{уд. Т}} = \frac{\varphi_{\text{уд. Т}}}{2g} (u_{H2} - u_{T1})^2.$$

Потери на трение определяют при помощи опытного коэффициента сопротивления ζ

$$h_{\text{тр}} = \zeta \frac{\omega^2}{2g}, \quad (58)$$

где ζ — коэффициент сопротивления криволинейного вращающегося канала.

Для определения $c_m = f(i)$ подставим в уравнение (31) полученные соотношения (54), (55), (57), (58). После подстановки получим

$$\begin{aligned} \frac{\omega_H^2 r_{H2}^2}{g} (1 - ia^2) &= \frac{\omega_H^2 r_{H2}^2}{g} i (1 - ia^2) + \\ &+ \frac{\omega_H^2 r_{H2}^2}{2g} (1 - i)^2 (1 + a^2) + \zeta \frac{\omega^2}{2g}. \end{aligned}$$

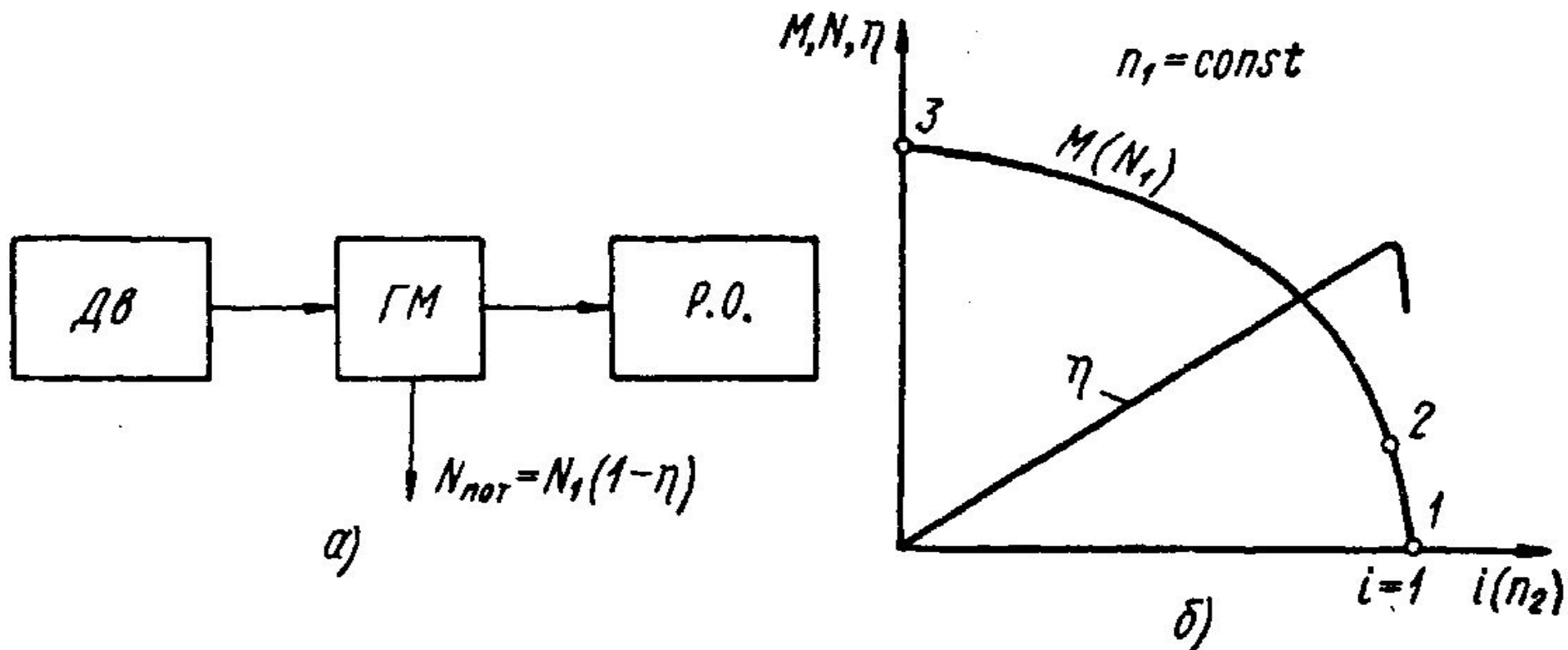


Рис. 20. Внешняя характеристика гидромуфты:

a — структурная схема передачи (Дв — двигатель; ГМ — гидромуфта; Р. О. — рабочий орган); *б* — внешняя характеристика на тяговом режиме

Таким образом, параметрами номинального режима (точка 2 на рис. 20, б) являются:

$$\begin{aligned} n_2^* &= n_1 i^* \cong 0,97 n_1; \\ s^* &\cong 3\%; \quad N_1 = N^* = N_{\text{дв. ном}}; \\ N_2^* &= N^* \eta^*; \quad N_{\text{тепл}}^* = (1 - \eta^*) N^*; \\ Q &= Q^* = c_m^* F, \\ N_H &= N_H^*, \quad N_T^* = N_H^* \eta_{\text{гидр}}. \end{aligned}$$

Точка 3 характеризует стоповый режим работы, т. е. турбина стоит, $n_T = 0$. Параметры стопового режима:

$$\begin{aligned} M &= M_{\text{мах}}; \quad n_T = 0, \quad i = 0, \quad s = 100\%, \quad N_1 = N_{\text{мах}}; \\ n_H &= \text{const}, \quad \eta = 0; \quad N_T = 0, \quad N_{\text{тепл}} = N_{\text{мах}}; \\ Q &= Q_{\text{мах}} = c_{m \text{ мах}} F; \quad N_H = N_{\text{мах}}, \quad N_T = 0. \end{aligned}$$

Этот режим является самым напряженным в тепловом отношении, так как вся мощность двигателя преобразуется в тепло.

Работа на стоповом режиме или близком к нему ведет к перегреву передачи. Таким образом, зона режимов работы между точками 1 и 2 — зона нормальных нагрузок передачи. Двигатель работает в режиме недогрузки или в номинальном режиме. Зона между точками 2 и 3 — зона перегрузок.

Проследим связь режимов работы гидромуфты с условиями движения машины. В качестве примера рассмотрим движение автомобиля, в приводе которого установлена гидромуфта:

- а) автомобиль остановлен, двигатель работает, сцепление выключено — холостой ход гидромуфты;
- б) автомобиль движется с максимальной скоростью по ровной дороге — номинальный режим работы гидромуфты;
- в) автомобиль движется в гору — зона режимов между точками 2 и 3;
- г) автомобиль попал в грязь, колеса не вращаются, двигатель развивает максимальный момент — стоповый режим работы гидромуфты.

Тормозными режимами называются такие режимы работы гидромуфты, при которых мощность от рабочего органа передается гидромуфте и при этом происходит замедление (торможение) рабочего органа. Тормозные режимы работы гидродинамических передач в настоящее время находят все большее применение. Различают три вида тормозных режимов: обгонный; режим динамического торможения (гидротормозной режим) и режим противовращения.

Обгонным режимом работы гидромуфты называется такой режим, при котором частота вращения турбины больше частоты вращения насоса. На обгонном режиме гидромуфта, установленная в приводе, работает при движении автомобиля под гору на прямой передаче. При движении автомобиля по ровной дороге с большой скоростью с включением низшей передачи гидромуфта работает также в обгонном режиме. В этом же режиме она работает и на подъемных кранах при спуске грузов с включенным реверсом и т. д.

Работа гидромолты на обгонном режиме характеризуется уравнением баланса удельной энергии

$$-H_H + H_T - \sum h_{\text{пот}} = 0, \quad (69)$$

показана внешняя характеристика гидромуфты, работающей в обгонном режиме.

Режимом динамического торможения или гидротормозным режимом работы гидромуфты называется такой режим, который имеет место при остановленном насосе, т. е. при $n_1 = 0$. Этот режим используется, например, при спуске грузов на подъемных машинах. По существу гидромуфта работает как гидротормоз. Ее характеристика $M = f(n_2)$ представляет собой квадратичную параболу, наклон которой зависит от лопастной системы и размеров гидромуфты (рис. 22). Гидротормозной режим является предельным случаем обгонного режима. При этом турбина работает в режиме насоса, и расчет характеристики производится аналогично расчету характеристики при стоповом режиме для различной частоты вращения n_2 .

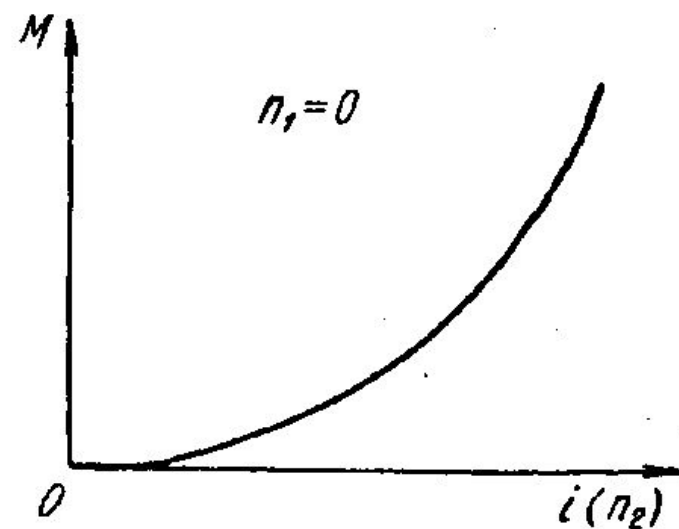


Рис. 22. Внешняя характеристика гидромуфты на режиме гидродинамического торможения

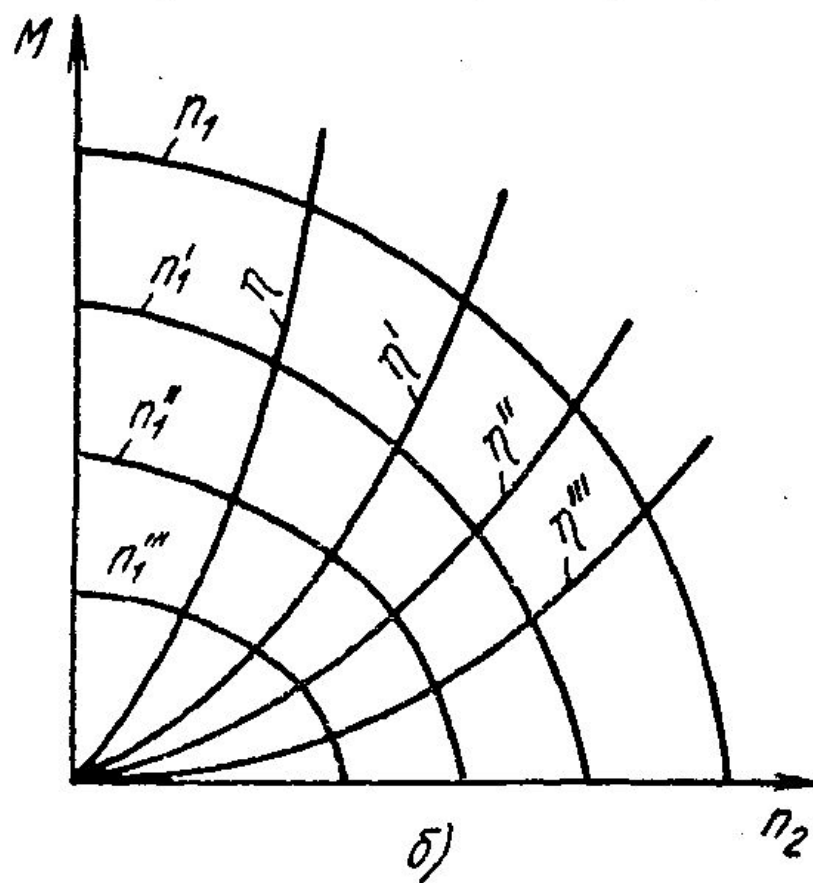
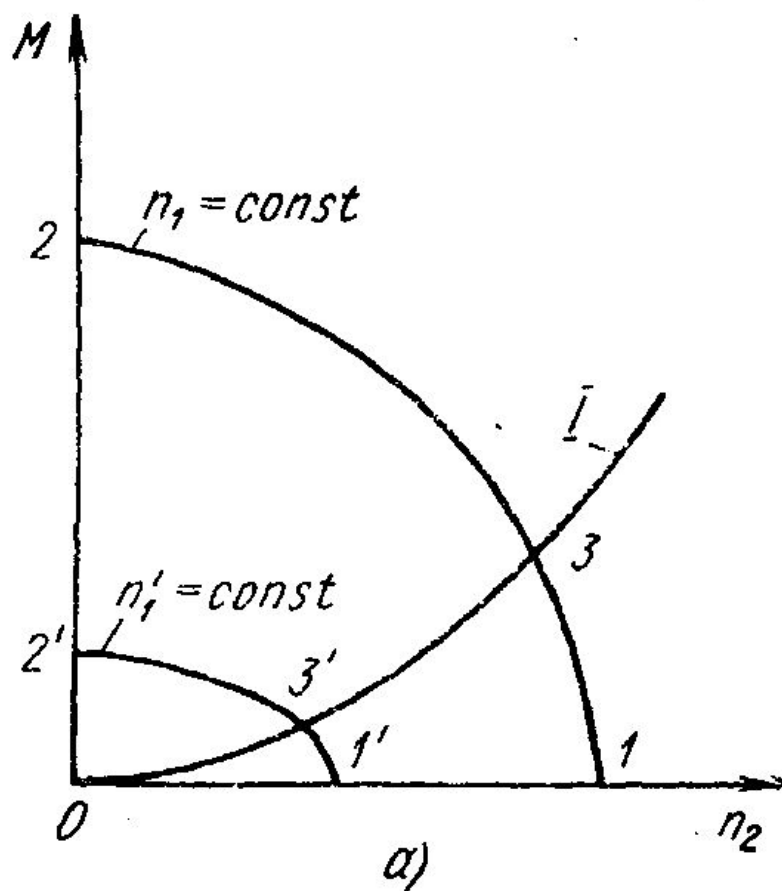


Рис. 26. Пересчет характеристики гидромuffты при изменении частоты вращения:

a — характеристика гидромuffты при n_1 и n_1' ; b — универсальная характеристика

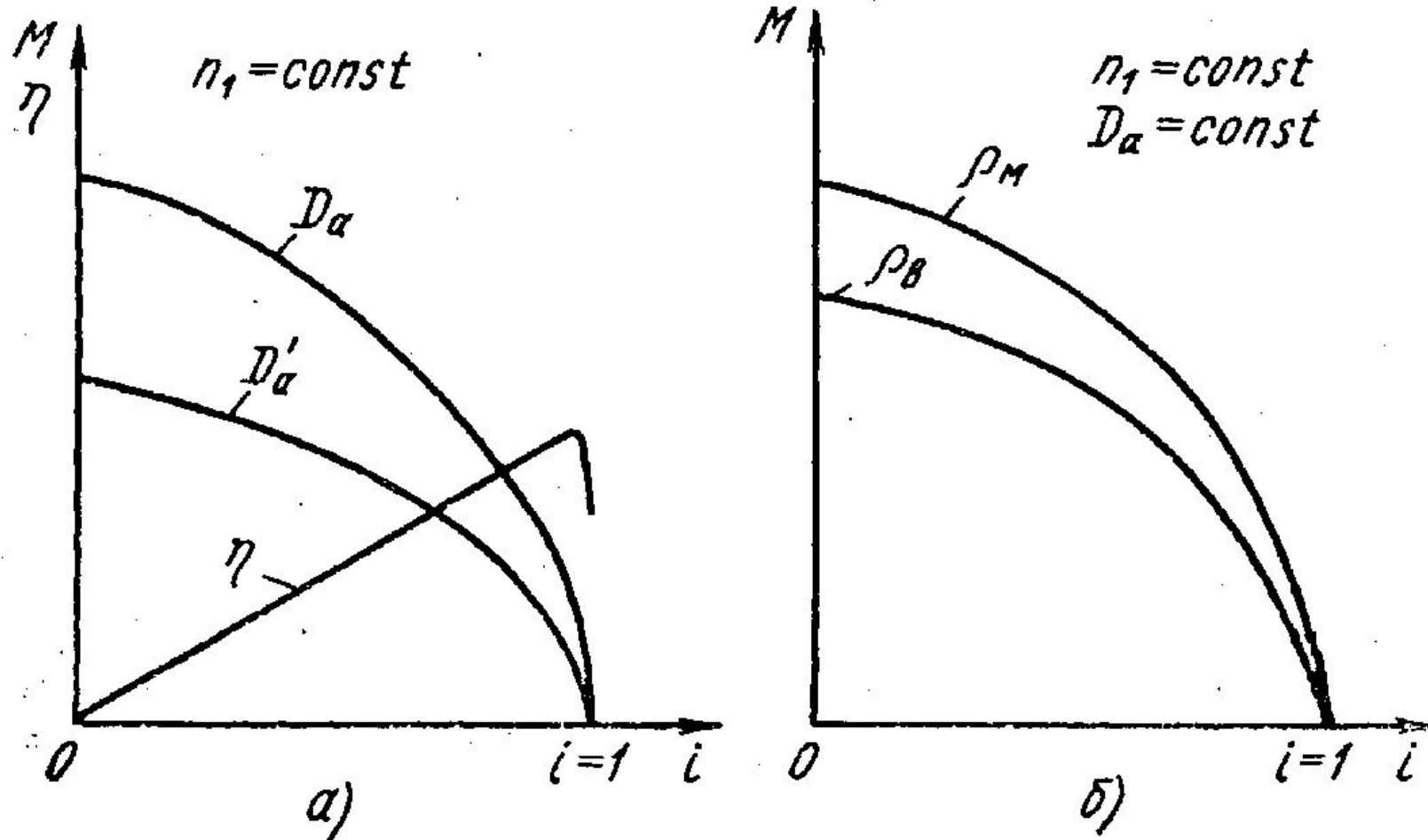


Рис. 27. Пересчет внешней характеристики гидромuffты:
 а — при изменении D_a ; б — при изменении ρ (ρ_B — плот-
 ность воды; ρ_M — плотность масла)

Регулирование гидромуфт

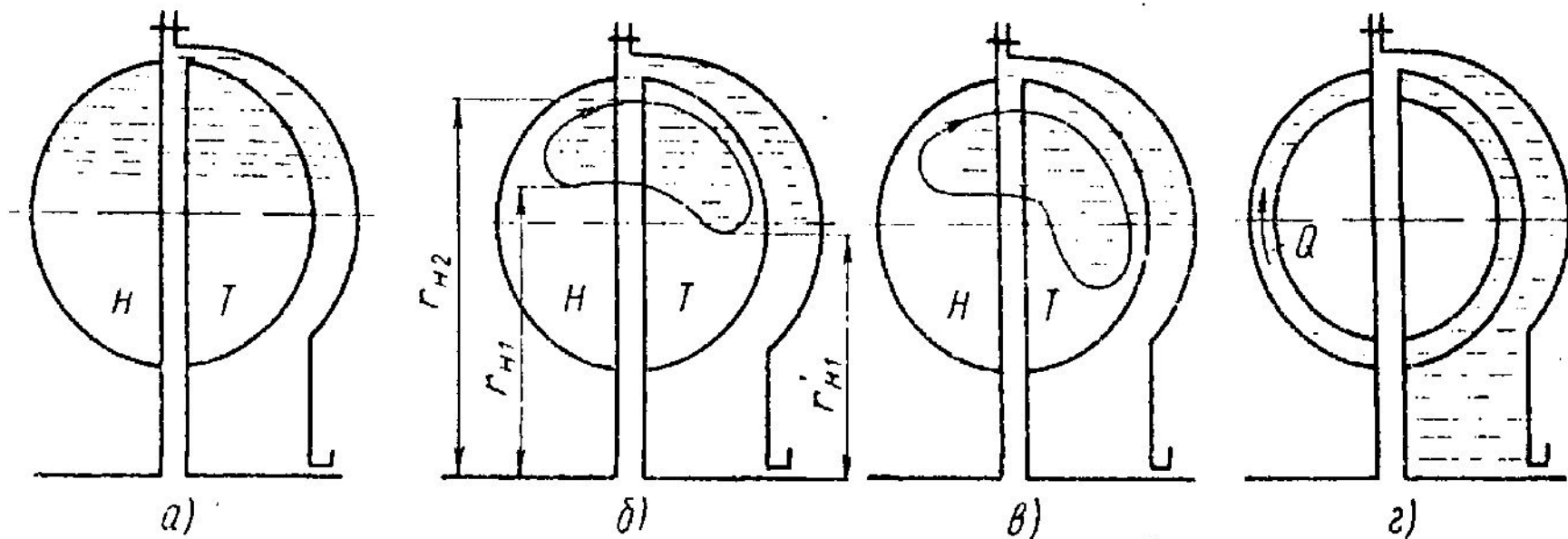


Рис. 30. Циркуляция в гидромуфтах при частичном заполнении:
а — при $s = 0$; б — при $s = 5 \div 10\%$; в — при $s = 30 \div 35\%$; г — при $s > 45\%$

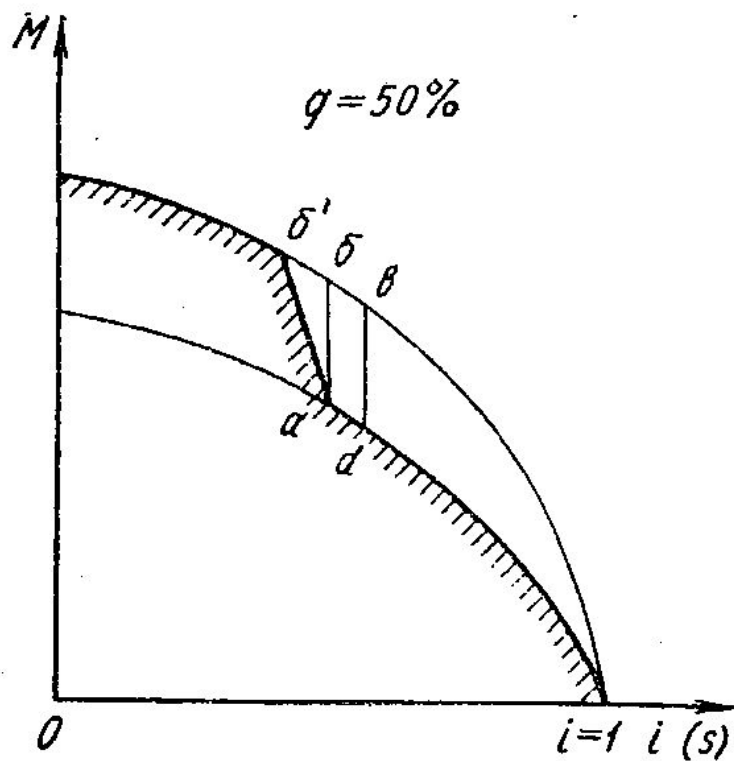


Рис. 31. Внешняя характеристика гидромуфты при частичном заполнении

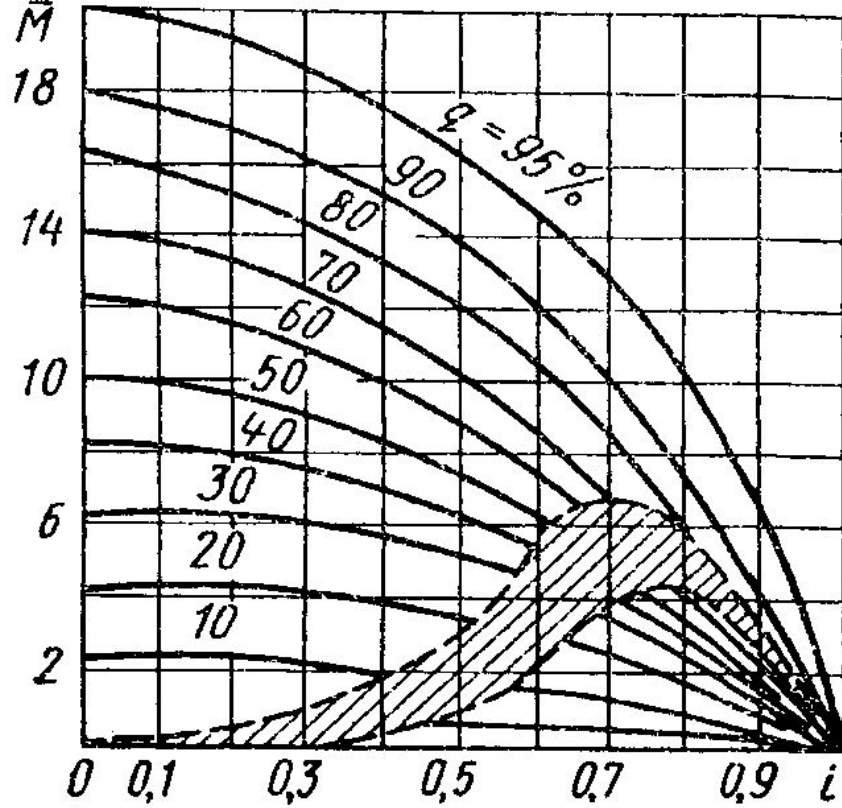


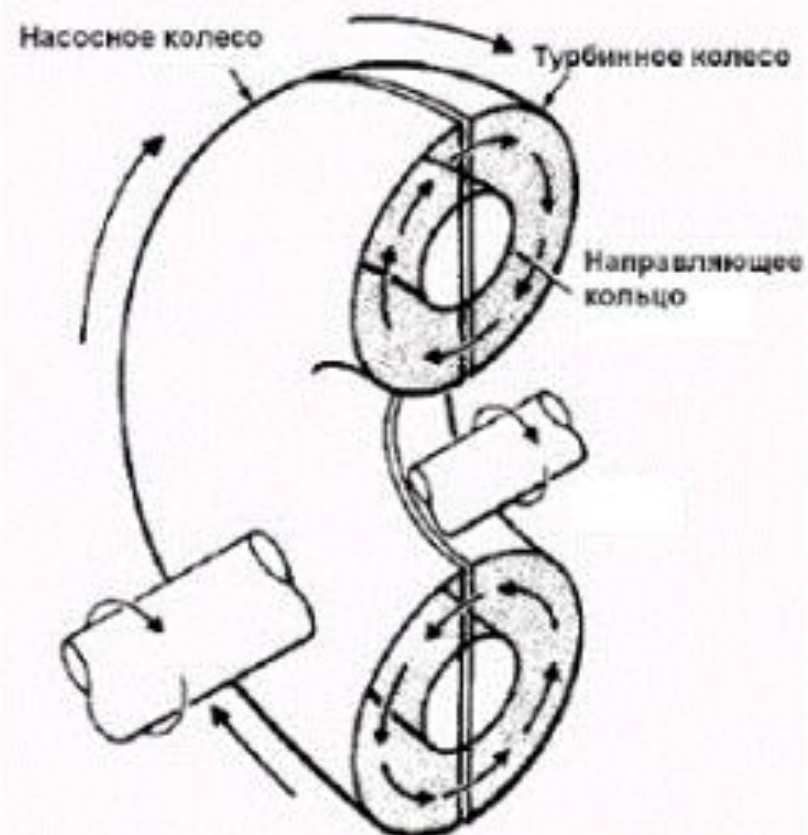
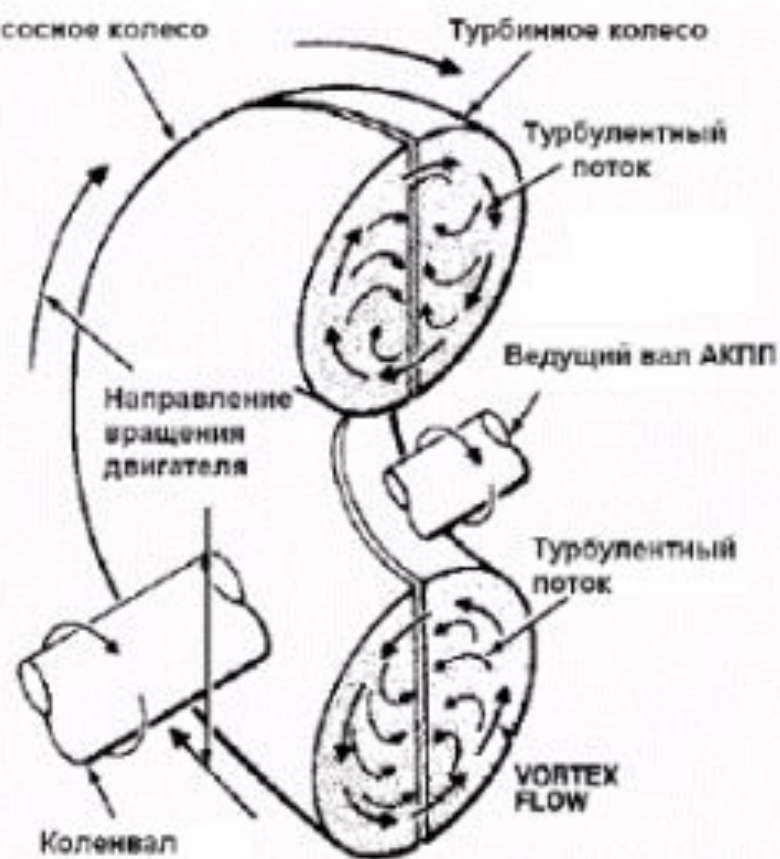
Рис. 32. Относительная характеристика гидромуфты с областью переходных процессов

На рис. 32 показана внешняя характеристика гидромуфты с областью переходных процессов. Очевидно, что области с колебательным процессом оказывают отрицательное влияние на характеристики гидромуфт. Известны и применяются следующие способы для борьбы с колебательными процессами в гидромуфтах:

а) работа при неизменном контуре движения. Опыт показывает возможность такого способа, так как в гидромуфте всегда есть свободное пространство;

б) увеличение жесткости переходного процесса.

Рассмотрим две принципиальные конструктивные схемы гидромуфт, обеспечивающие их работу без колебательного процесса.



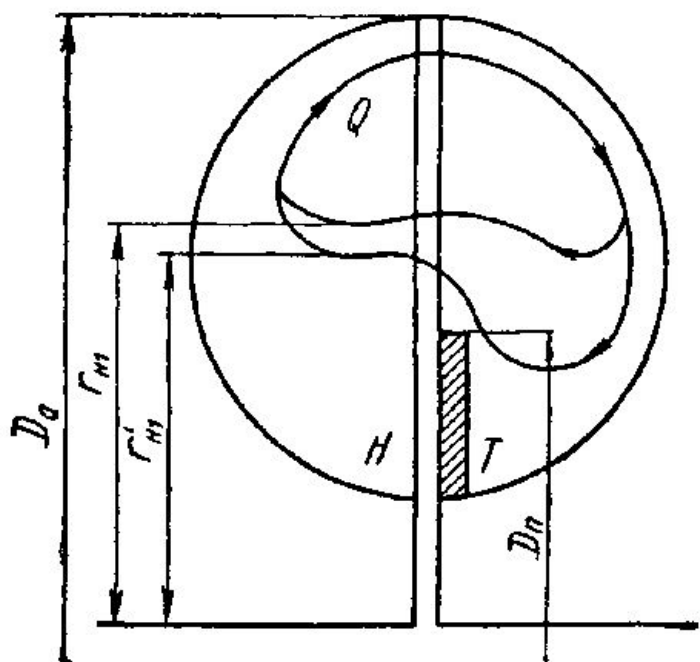


Рис. 34. Гидромуфта с порогом

в переходном режиме до 5—7% происходит за счет наличия двух контуров движения.

Гидромуфта с порогом (рис. 34).

В регулируемых муфтах $\frac{D_n}{D_a} = 0,55$. Из-за незначительной разницы радиусов $r_{н1}$ и $r'_{н1}$ характеристики таких гидромуфт практически не имеют области переходных процессов, но жесткость характеристик у такой конструкции несколько больше, чем у гидромуфт, описанных выше. Порог препятствует протеканию колебательного процесса, так как он

увеличивает радиус входа в насос $r'_{н1}$. В связи с тем, что порог является более простым усовершенствованием, чем направляющее устройство, в приводе строительных машин, например, он получил преимущественное применение. Как мы увидим далее, характеристики гидромуфт с объемным регулированием надежны и их сравнительно просто обеспечить на практике.

Гидромуфта с поворотной черпательной трубкой и вращающимся резервуаром показана на рис. 35, а, б. К насосу гидро-

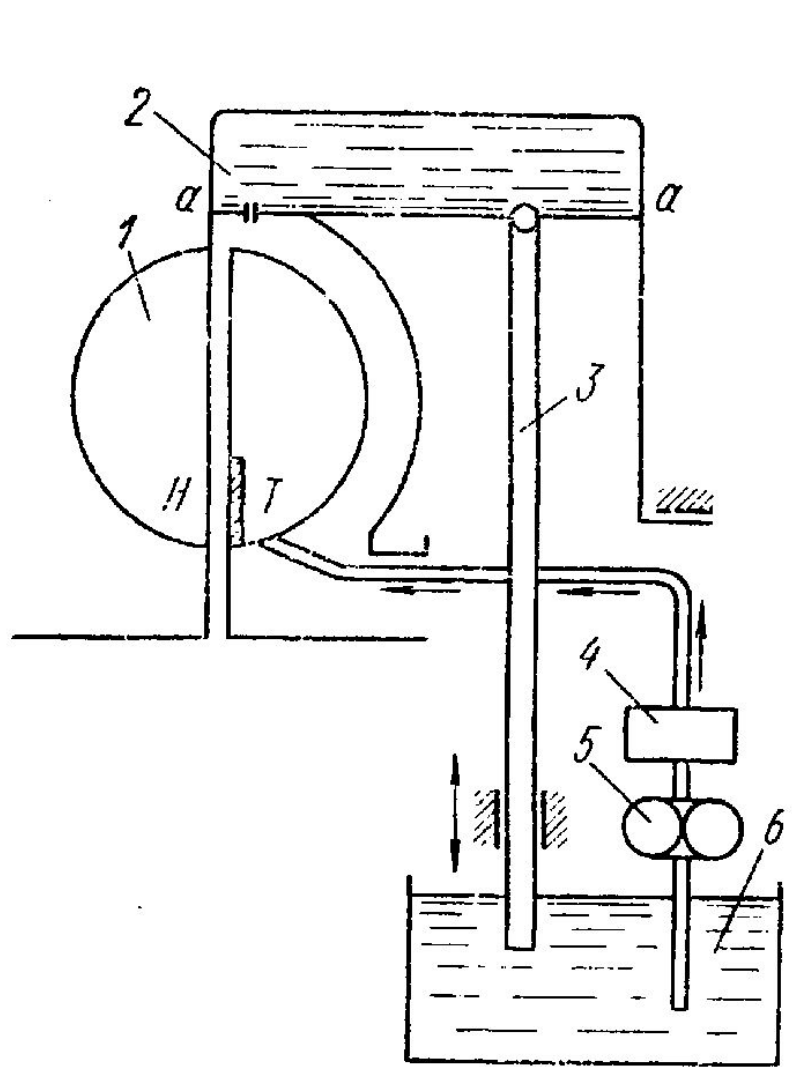


Рис. 36. Гидромуфта со скользящей черпательной трубкой и вращающимся резервуаром:

1 — рабочая полость; 2 — вращающийся резервуар; 3 — скользящая черпательная трубка; 4 — теплообменник; 5 — подпиточный насос; 6 — бак

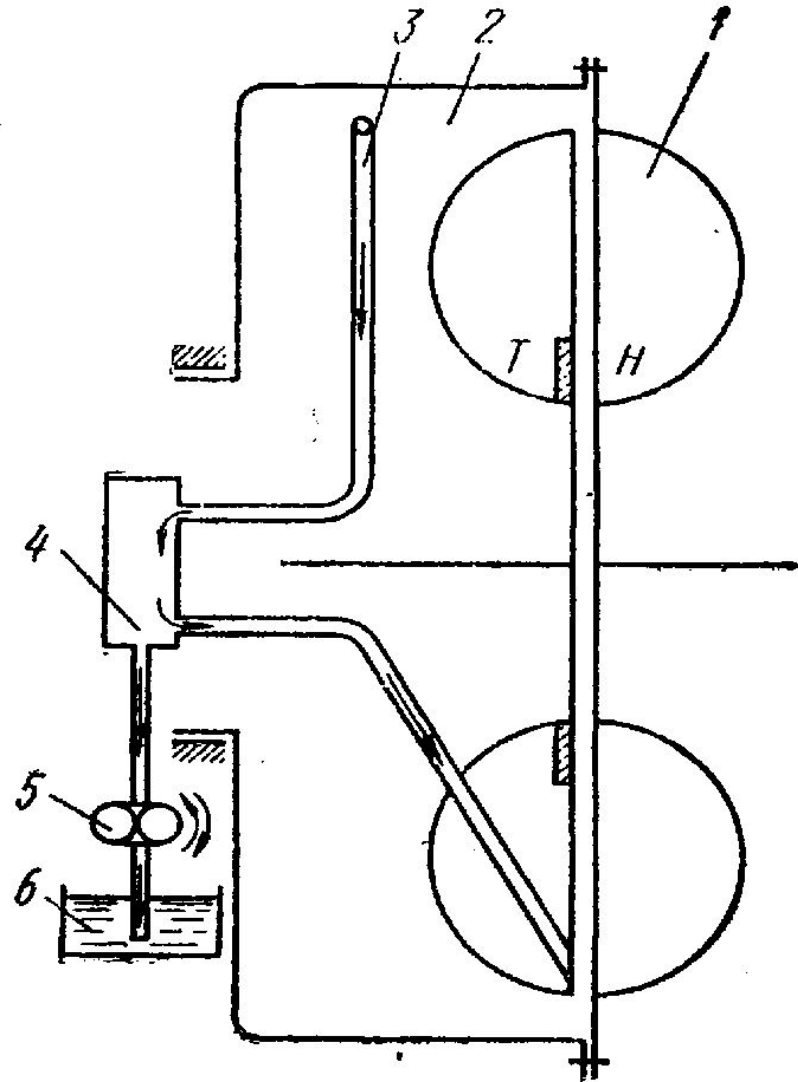


Рис. 37. Гидромуфта с неподвижной черпательной трубкой:

1 — рабочая полость; 2 — дополнительная камера; 3 — неподвижная черпательная трубка; 4 — коллектор; 5 — подпиточный насос; 6 — бак

Гидромуфта с переменным наполнением ГПР 480x2

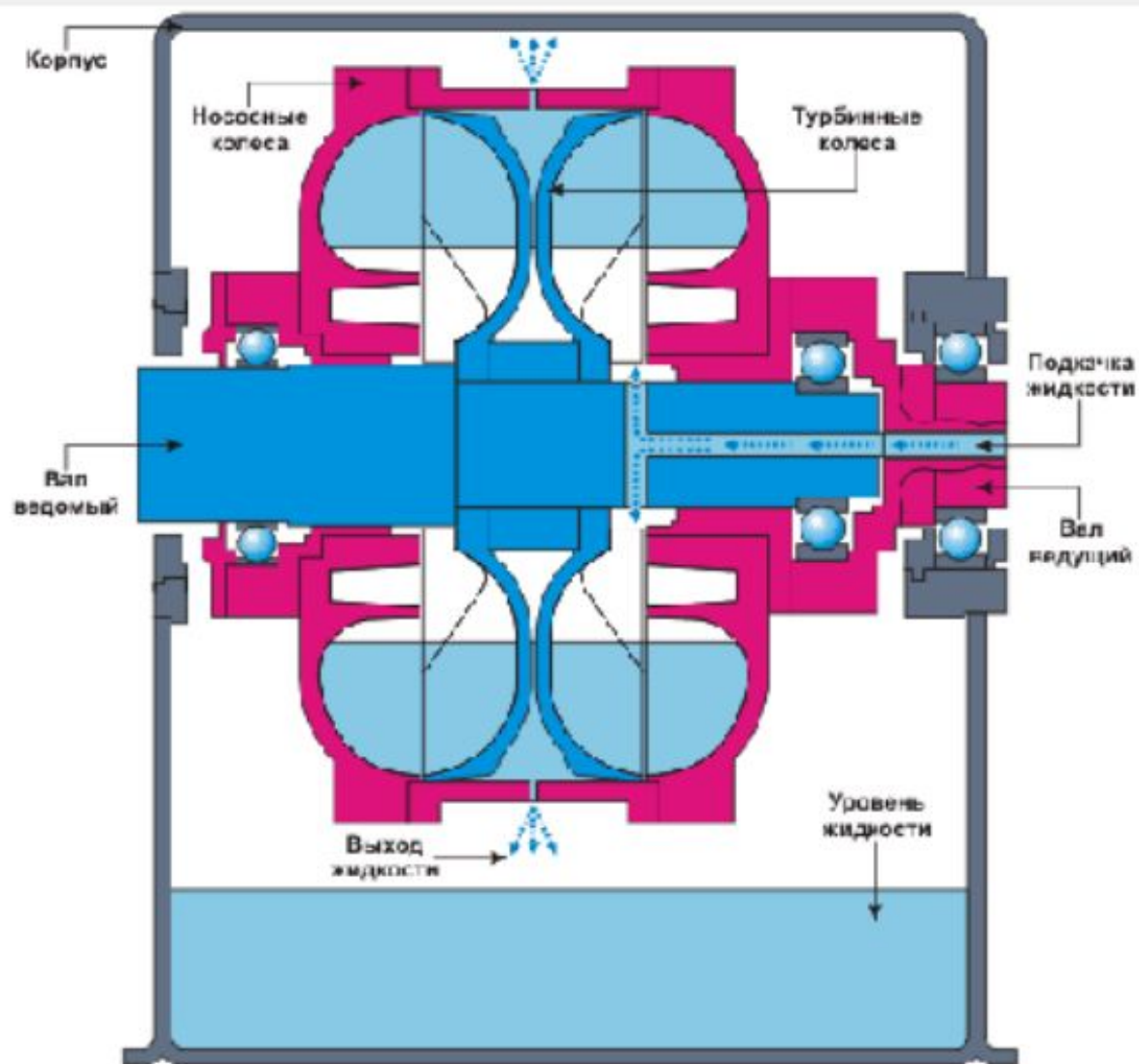
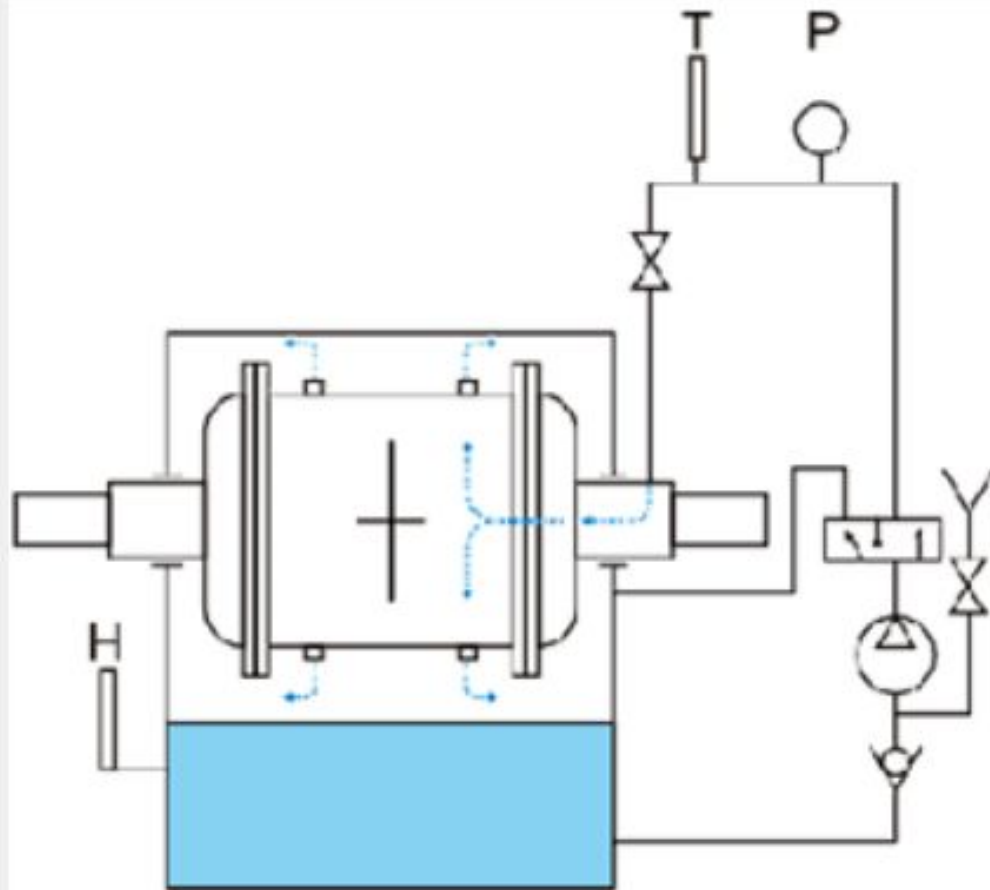


Схема работы гидромолфты



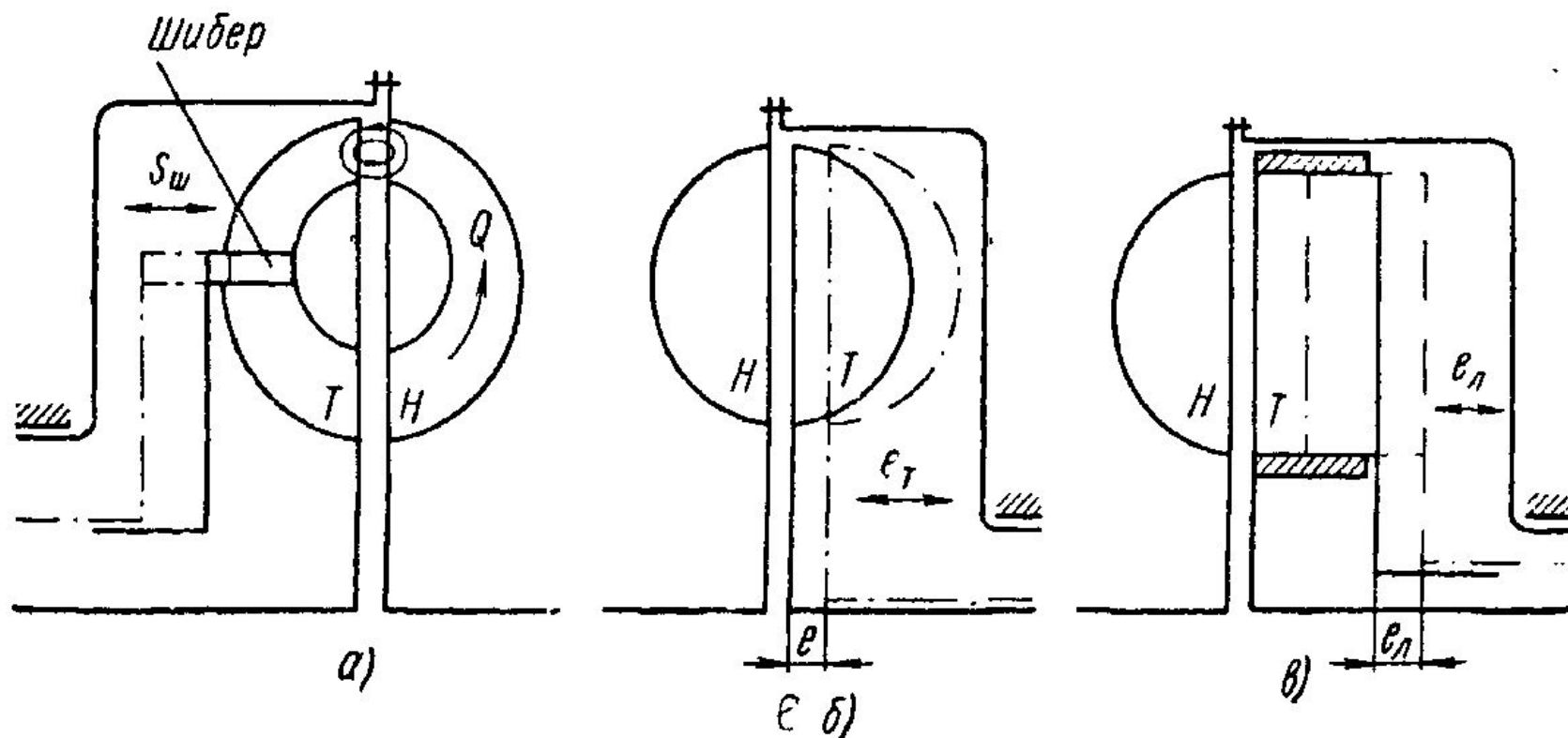


Рис. 38. Гидромукфты:

а — с шиберным регулированием; б — с раздвижными колесами; в — с лопатками переменной ширины

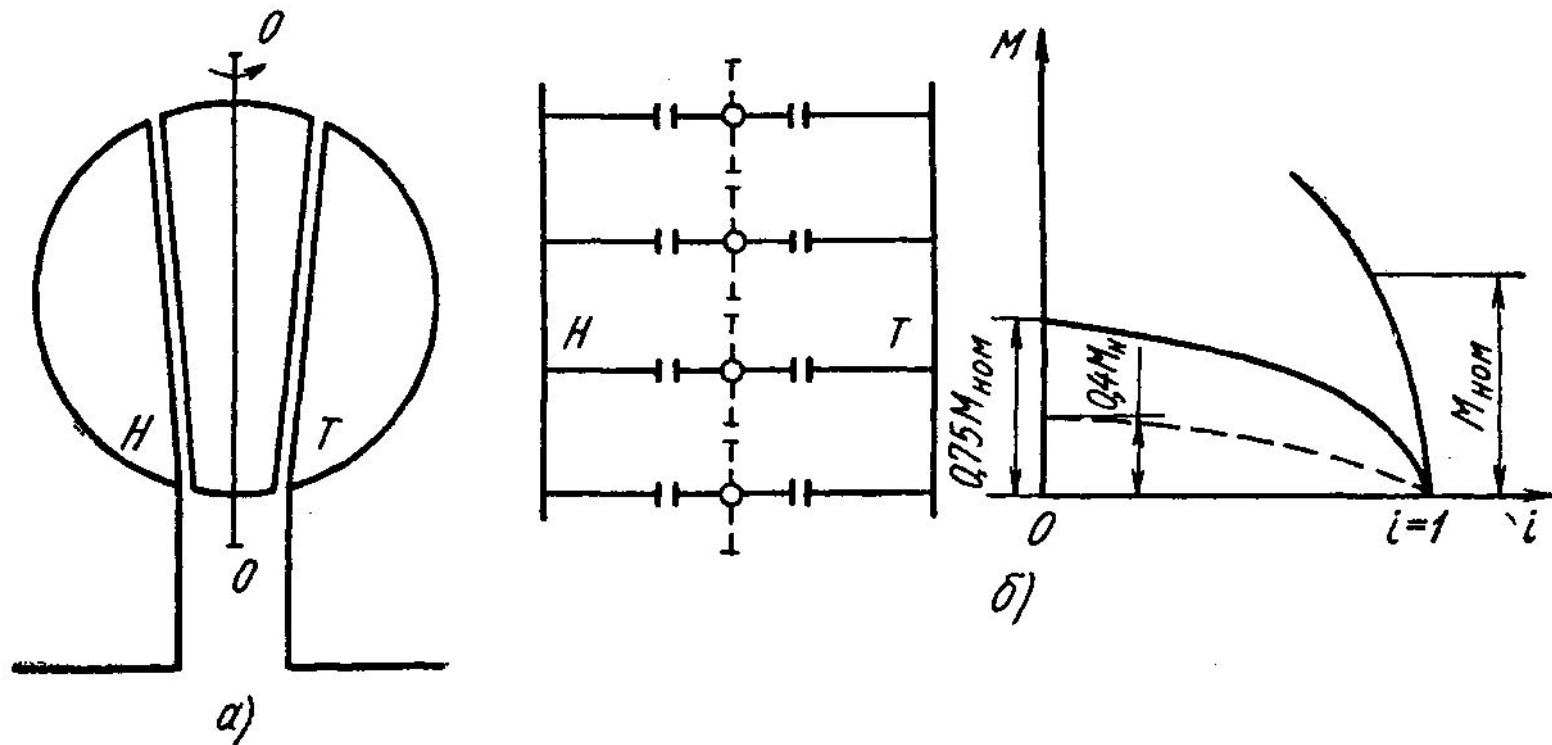


Рис. 39. Гидромуфта с поворотными полулопатками насоса:
 а — конструктивная схема; б — характеристика

Предохранительные гидромуфты

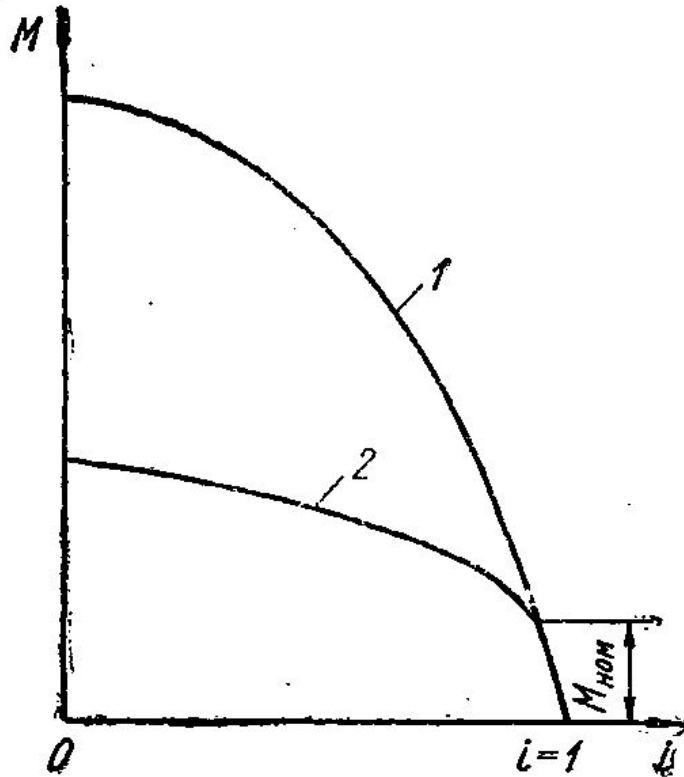


Рис. 41. Сопоставление характеристик обычной и предохранительной гидромуфт:

1 — обычной гидромуфты; 2 — предохранительной

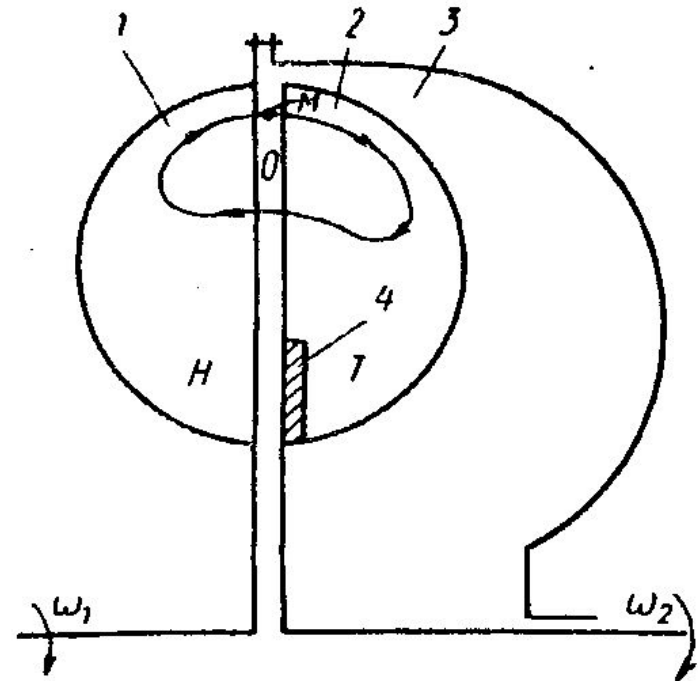


Рис. 42. Принципиальная схема гидромуфты со статическим самоопоражнением:

1 — насос; 2 — турбина; 3 — дополнительная камера; 4 — порог

Известны два основных типа таких конструкций:

а) гидромуфты со статическим самоопоражнением имеют симметричные колеса, порог на выходе из турбины и дополнительную камеру на стороне турбины для сброса рабочей жидкости;

б) гидромуфты с динамическим самоопоражнением имеют несимметричные колеса и дополнительную камеру на стороне насоса.

Рассмотрим принципиальную конструктивную схему и особенности гидромуфты со статическим самоопоражнением (рис. 42). При номинальном режиме ($s \rightarrow 0$, $i \rightarrow i^* \rightarrow 1$) в рабочей камере возникает поток вокруг точки O . В точке M на частицу жидкости действует центробежная сила $P_{цб}$ вследствие переносного движения. Вследствие относительного движения на ту же частицу жидкости действует другая центробежная сила $P_{цб1}$, зависящая от скорости c_m . При больших скольжениях, когда $s \rightarrow 1$ и $i \rightarrow 0$, центробежные силы $P_{цб}$ в дополнительной камере уменьшаются, так как турбина замедляет свое вращение, притормаживая жидкость. Давление со стороны рабочей камеры увеличивается, а со стороны дополнительной камеры уменьшается. Под действием разности гидростатических напоров жидкость перетекает из рабочей камеры в дополнительную до тех пор, пока не установится равновесное состояние. При уменьшении скольжения процесс идет в обратном направлении.

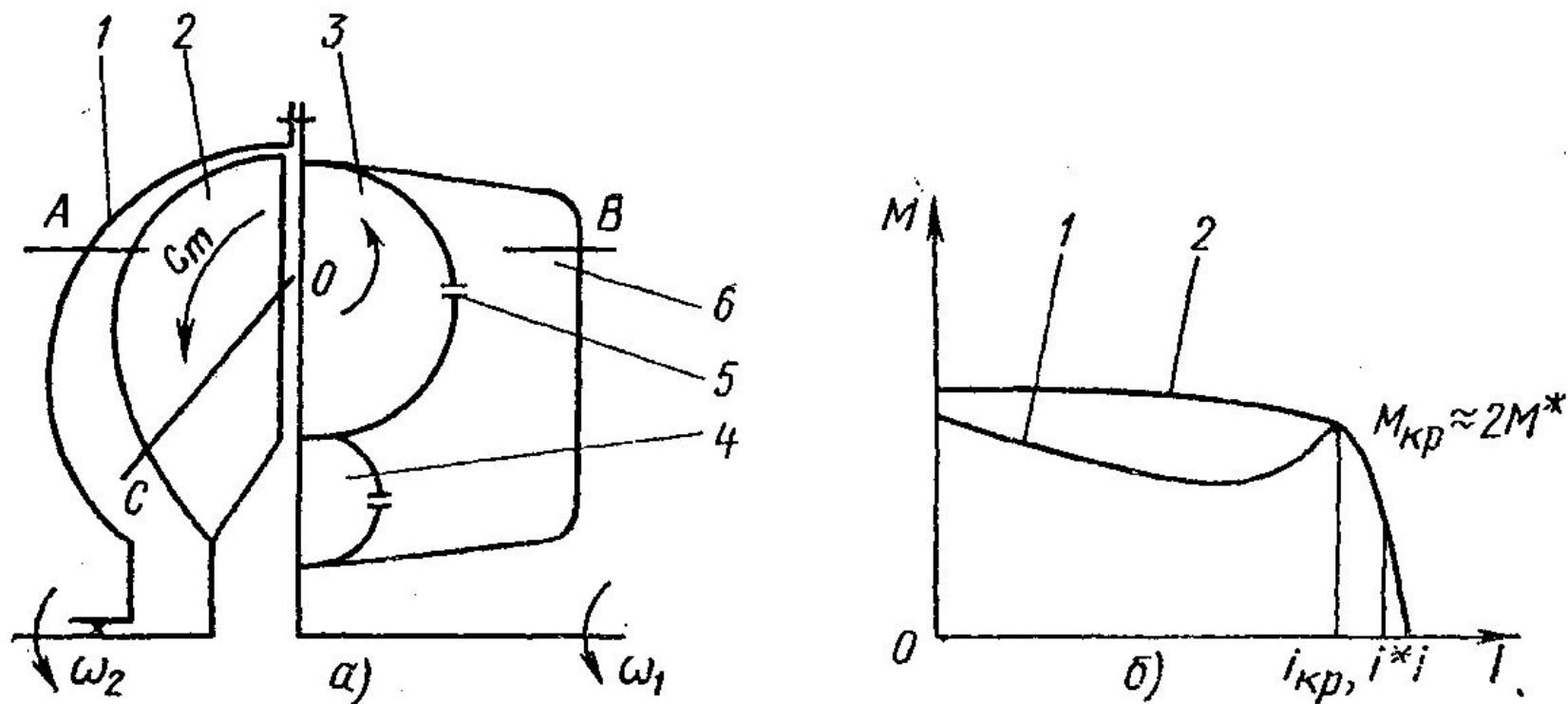


Рис. 43. Принципиальная схема и характеристики гидромuffты с динамическим самоопоражниванием:

a — схема: 1 — замыкающий кожух; 2 — турбина; 3 — насос; 4 — предварительная камера; 5 — жиклеры; 6 — дополнительная камера; *b* — характеристики: 1 — без предварительной камеры; 2 — с предварительной камерой

Основные свойства гидромуфты с внутренним самоопоражниванием

Свойства гидромуфт	Гидромуфты со статическим самоопоражниванием	Гидромуфты с динамическим самоопоражниванием
Коэффициент перегрузки Динамические свойства	3—5 Удовлетворительные	1,8—2 Хорошие
Быстродействие Энергоемкость	Низкое Высокая	Высокое Низкая (за счет камеры)
Сложность изготовления	—	Более высокая по сравнению с муфтами со статическим самоопоражниванием

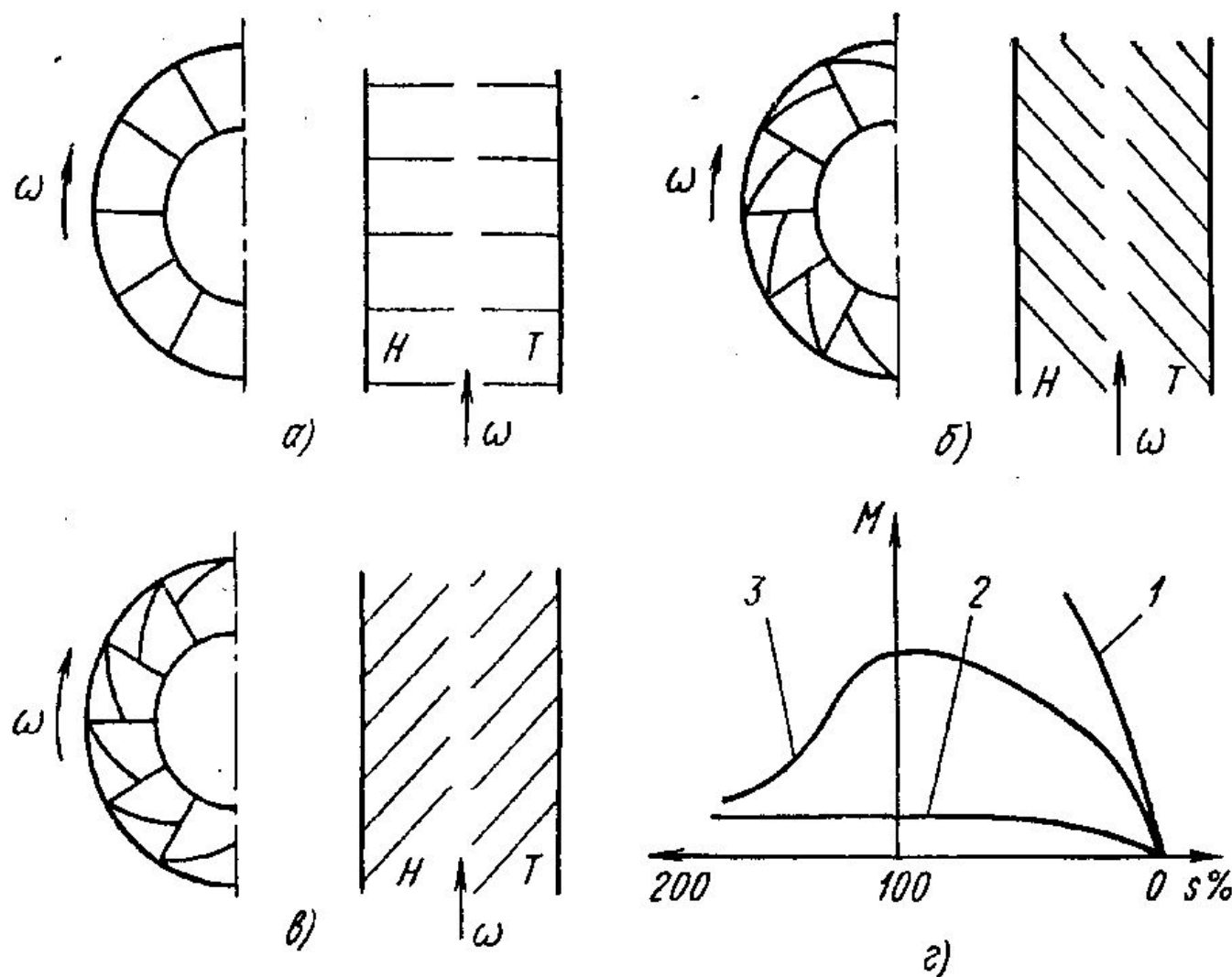


Рис. 44. Гидромуфта с наклонными лопатками:

а — радиальные лопатки; б — лопатки, наклоненные назад; в — лопатки, наклоненные вперед; г — внешние характеристики

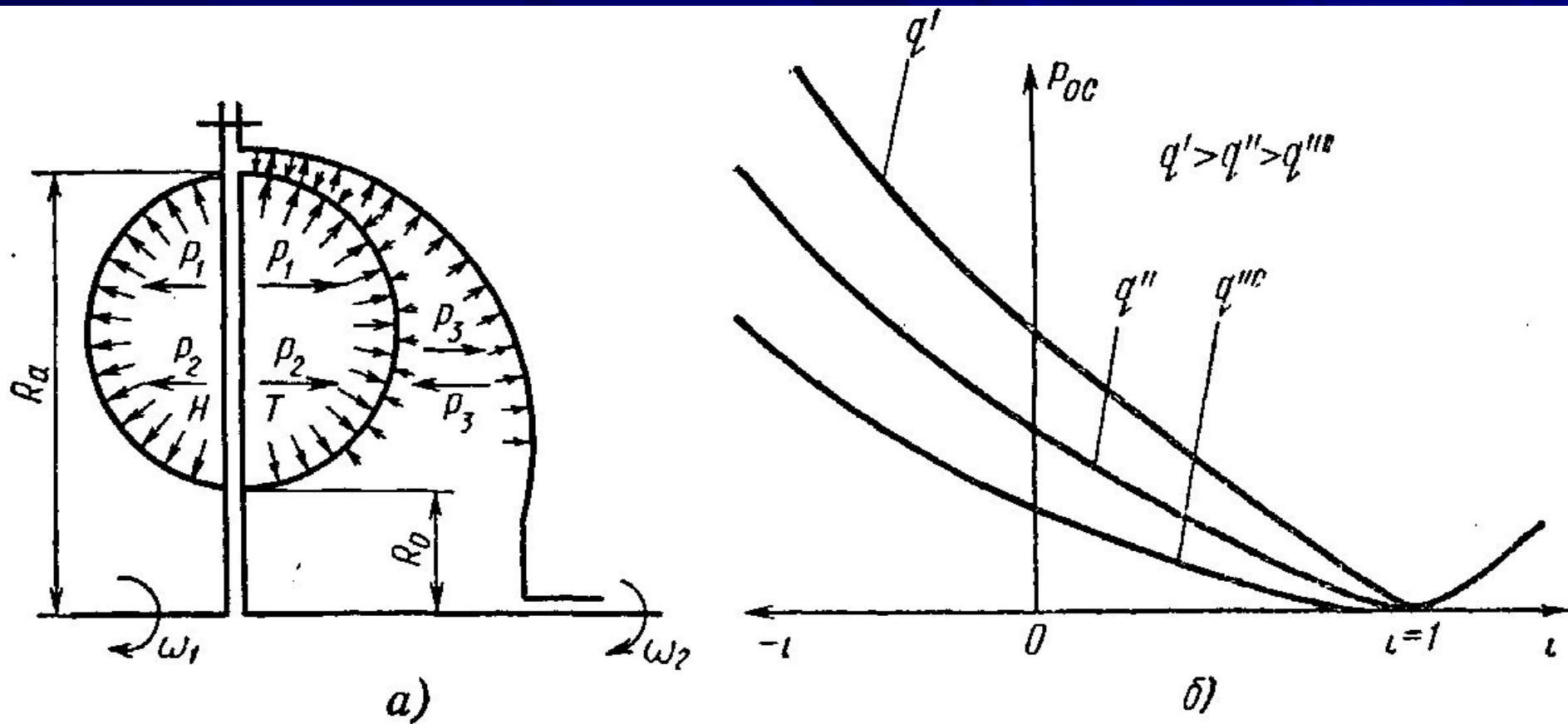


Рис. 49. Определение осевых сил в гидромуфте:
 а — расчетная схема гидромуфты; б — изменение осевых сил

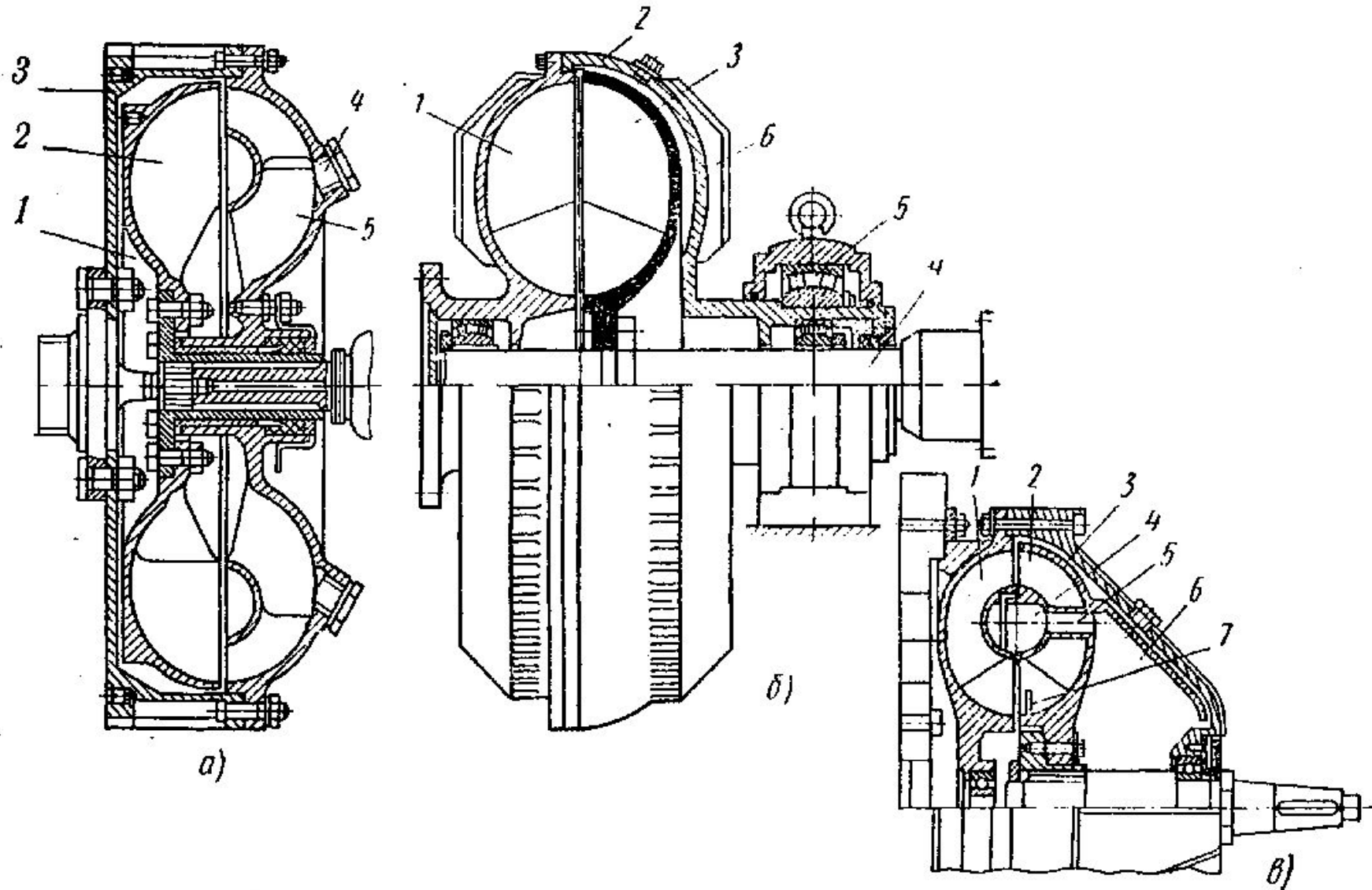


Рис. 51. Нерегулируемые гидромуфты:

а — постоянного наполнения: 1 — полость; 2 — турбина; 3 — кожух; 4 — заливная пробка; 5 — насос; *б* — гидромуфта фирмы Цельнер: 1 — насос; 2 — кожух; 3 — турбина; 4 — ведомый вал; 5 — внешняя опора; 6 — ребра; *в* — гидромуфта со статическим самоопораживанием; 1 — насос; 2 — турбина; 3 и 4 — полости; 5 — канал; 6 — камера; 7 — порог

Гидротрансформаторы





Масло в гидротрансформаторе двигается по такой вот замысловатой траектории. Чтобы увеличить скорость и повысить крутящий момент на турбинном колесе, реактор блокируется. Правда, при этом КПД передачи несколько снижается. *портивный Клуб*

Гидротрансформаторы – это лопастные гидropередачи, у которых обеспечивается передача момента от ведущего вала к ведомому с изменением скорости вращения и момента. От гидромuфт отличаются в первую очередь наличием реактора (одного или нескольких).

Гидротрансформаторы классифицируются по следующим параметрам:

1. Прямого и обратного хода – в зависимости от того, совпадает направление вращения ведомого вала с ведущим, или противоположно ему
2. По количеству турбин в рабочей полости – одноступенчатые, двухступенчатые и трехступенчатые
3. По типу турбины – с центробежной, осевой и центростремительной турбиной (могут сочетаться разные виды турбин)

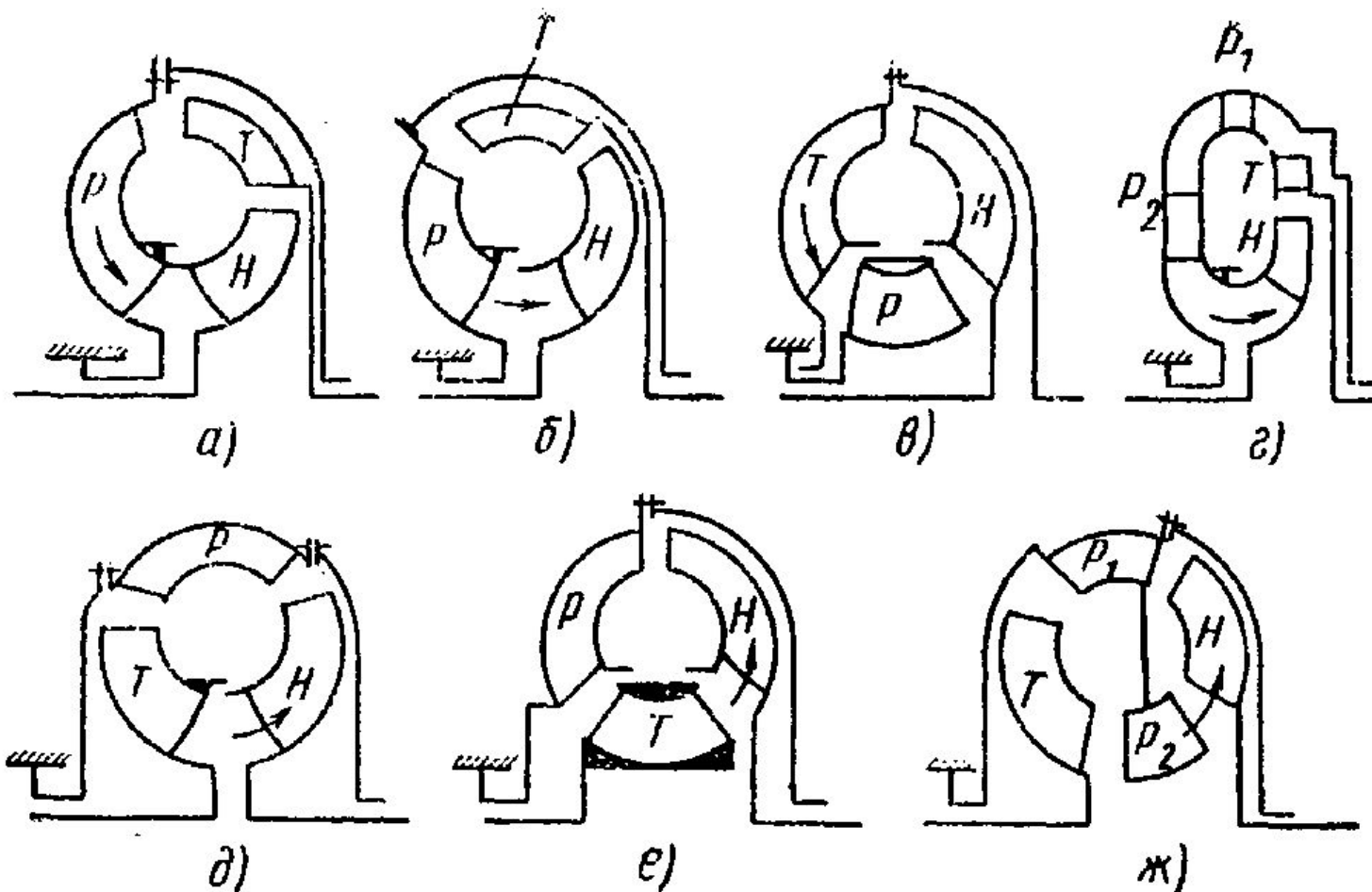


Рис. 58. Варианты расположения колес в рабочей полости одноступенчатых гидротрансформаторов

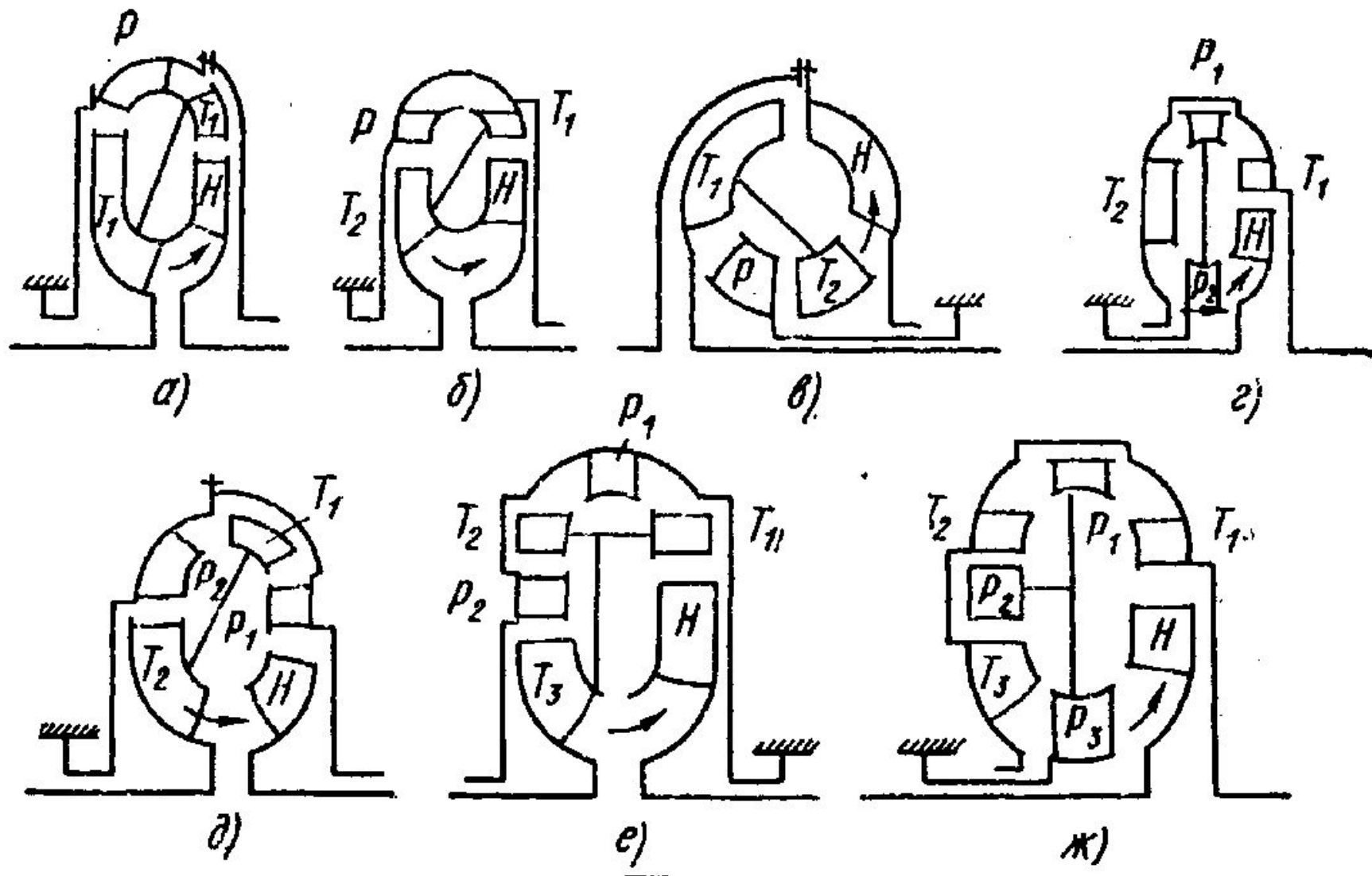


Рис. 59. Варианты расположения колес в рабочей полости многоступенчатых гидротрансформаторов

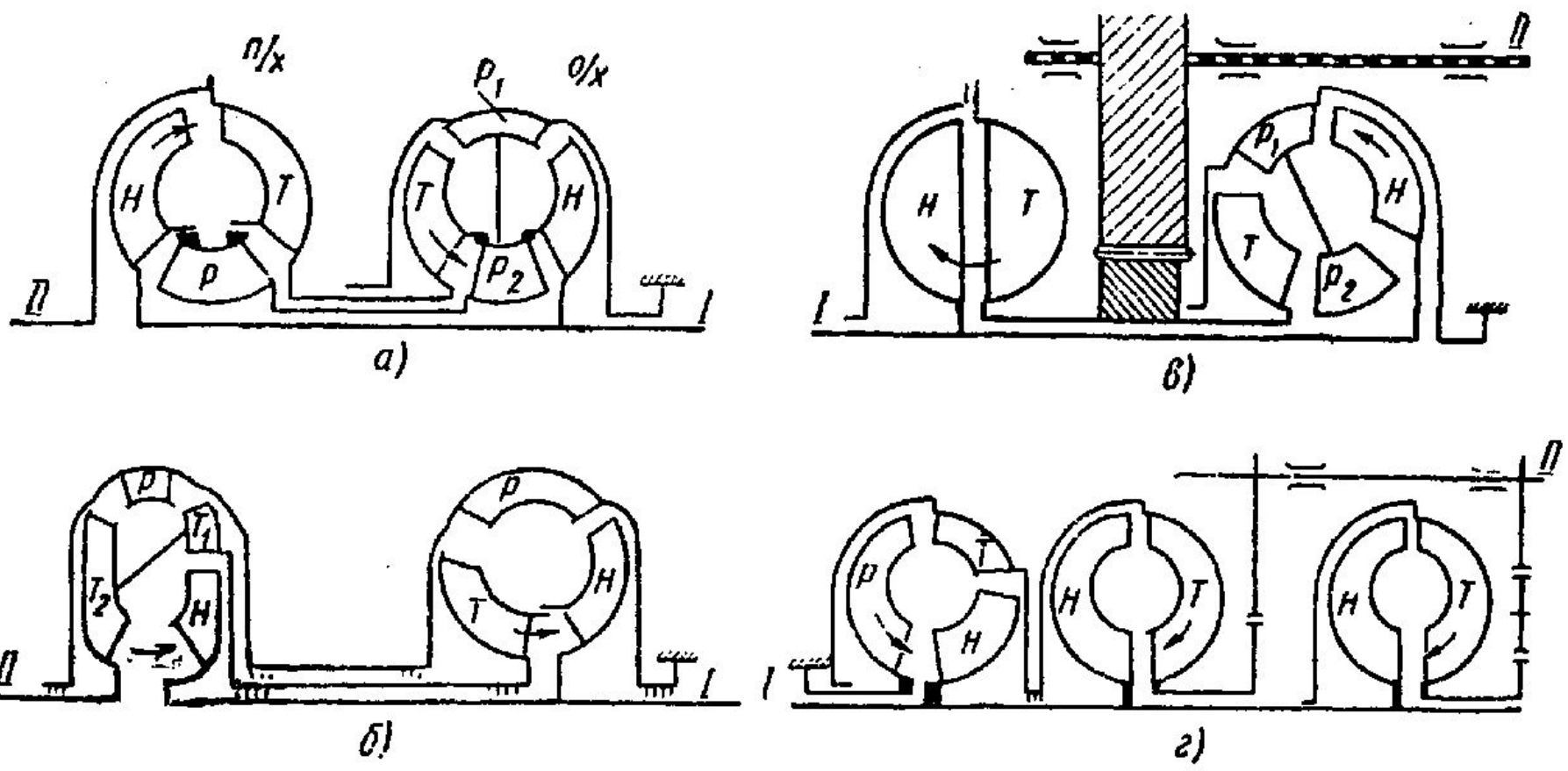


Рис. 60. Варианты многоциркуляционных гидротерещ

Параметры гидротрансформаторов

Основными параметрами гидротрансформатора являются: расход Q , напор H , мощность N , крутящий момент M , частота вращения n , передаточное отношение $i = \frac{n_T}{n_H}$, коэффициент трансформации $K = \frac{M_T}{M_H}$ и к. п. д. η .

Расход и напор являются внутренними параметрами и определяют мощность, момент и частоту вращения валов, которые должны быть всегда отнесены к соответствующему рабочему колесу. Передаточное отношение, коэффициент трансформации и к. п. д. являются безразмерными величинами и характеризуют экономические, преобразующие и эксплуатационные качества гидротрансформатора в целом.

Уравнения моментов для рабочих колес. При протекании жидкости через лопастное колесо в результате взаимодействия между потоком и лопатками создается крутящий момент на колесе. Величина этого момента может быть найдена по уравнению Эйлера:

$$M_H = Q\rho (c_{uH2}r_{H2} - c_{uP2}r_{P2});$$

$$M_T = Q\rho (c_{uT2}r_{T2} - c_{uH2}r_{H2});$$

$$M_P = Q\rho (c_{uP2}r_{P2} - c_{uT2}r_{T2}).$$

Основное уравнение баланса моментов гидротрансформатора имеет вид

$$M_H + M_T + M_P = 0.$$

Учитывая, что коэффициент трансформации гидротрансформатора $K = \frac{M_T}{M_H}$, наличие момента на реакторе M_P обуславливает разницу моментов насоса и турбины. Момент на насосе принимается положительным, если он направлен в сторону вращения ведомого вала, и отрицательным, если он направлен в противоположную сторону. Уравнение моментов не зависит от потерь на трение и справедливо как для идеальной, так и для реальной жидкости.

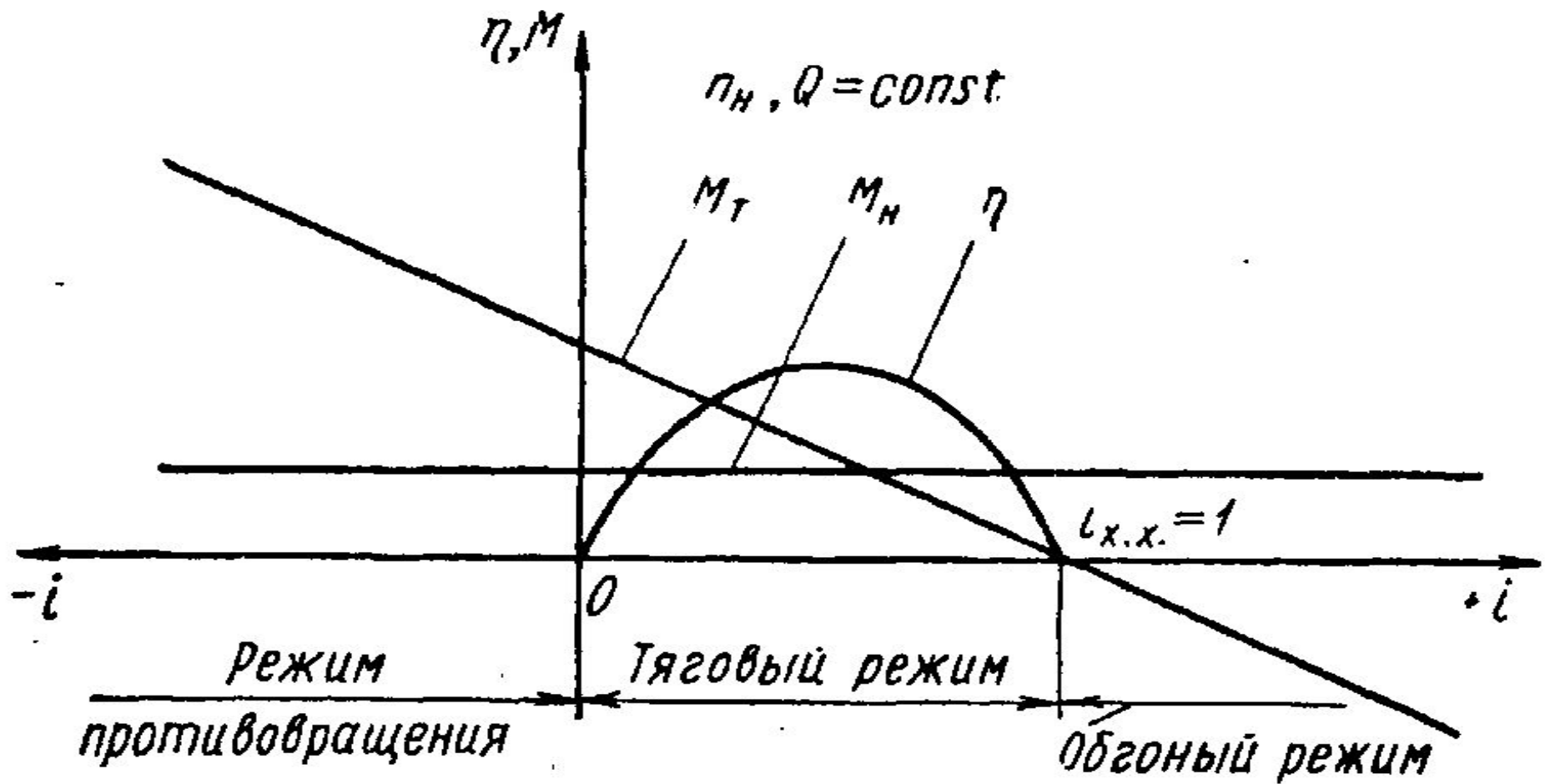


Рис. 65. Теоретическая полная внешняя характеристика гидротрансформатора

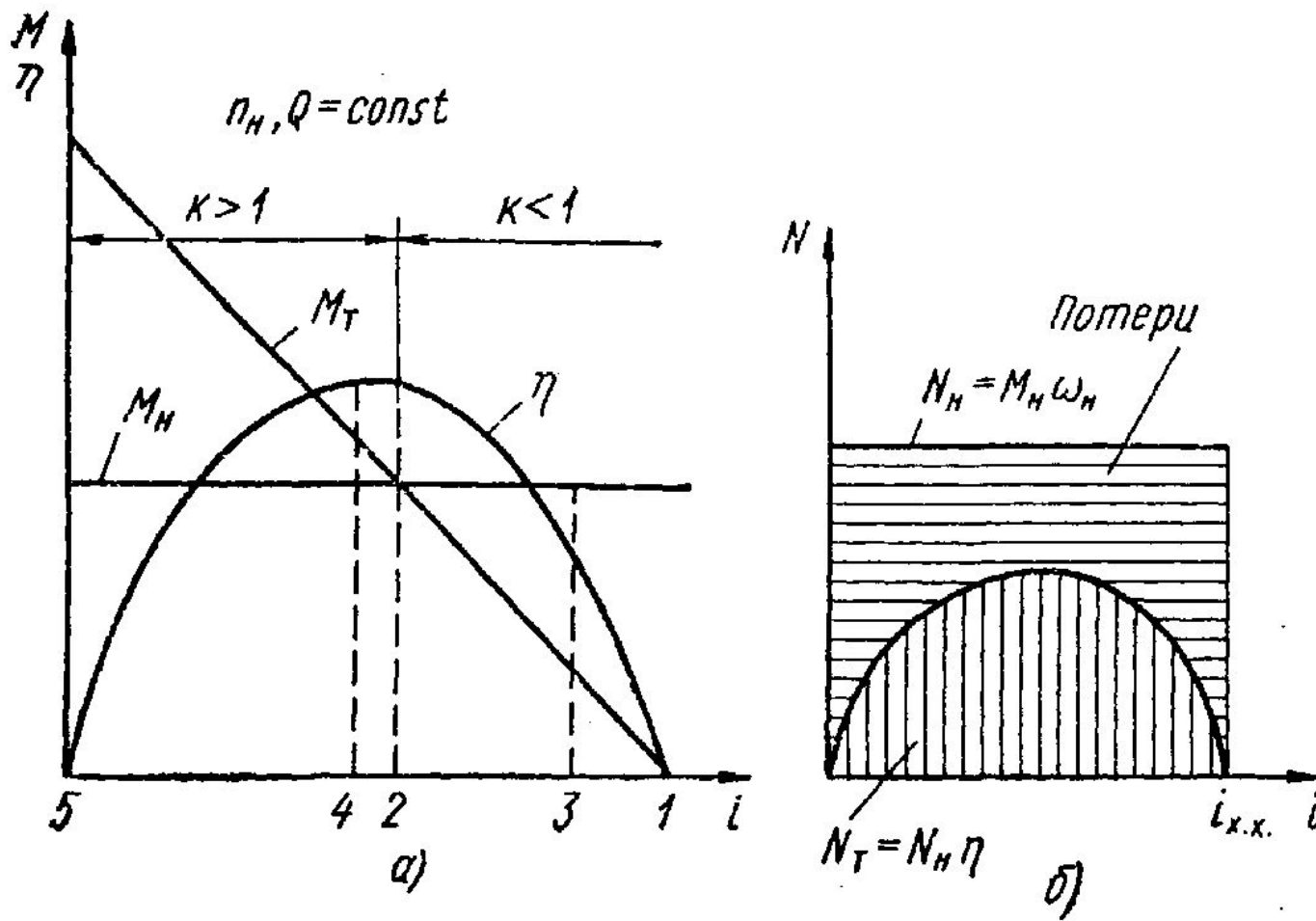


Рис. 66. Характеристика на тяговом режиме:
 а — характерные точки; б — баланс мощностей

- Точка 1 — режим холостого хода
- Точка 2 — режим равенства моментов
- Точка 3 — режим синхронного вращения
- Точка 4 — режим максимального КПД
- Точка 5 — стоповый режим

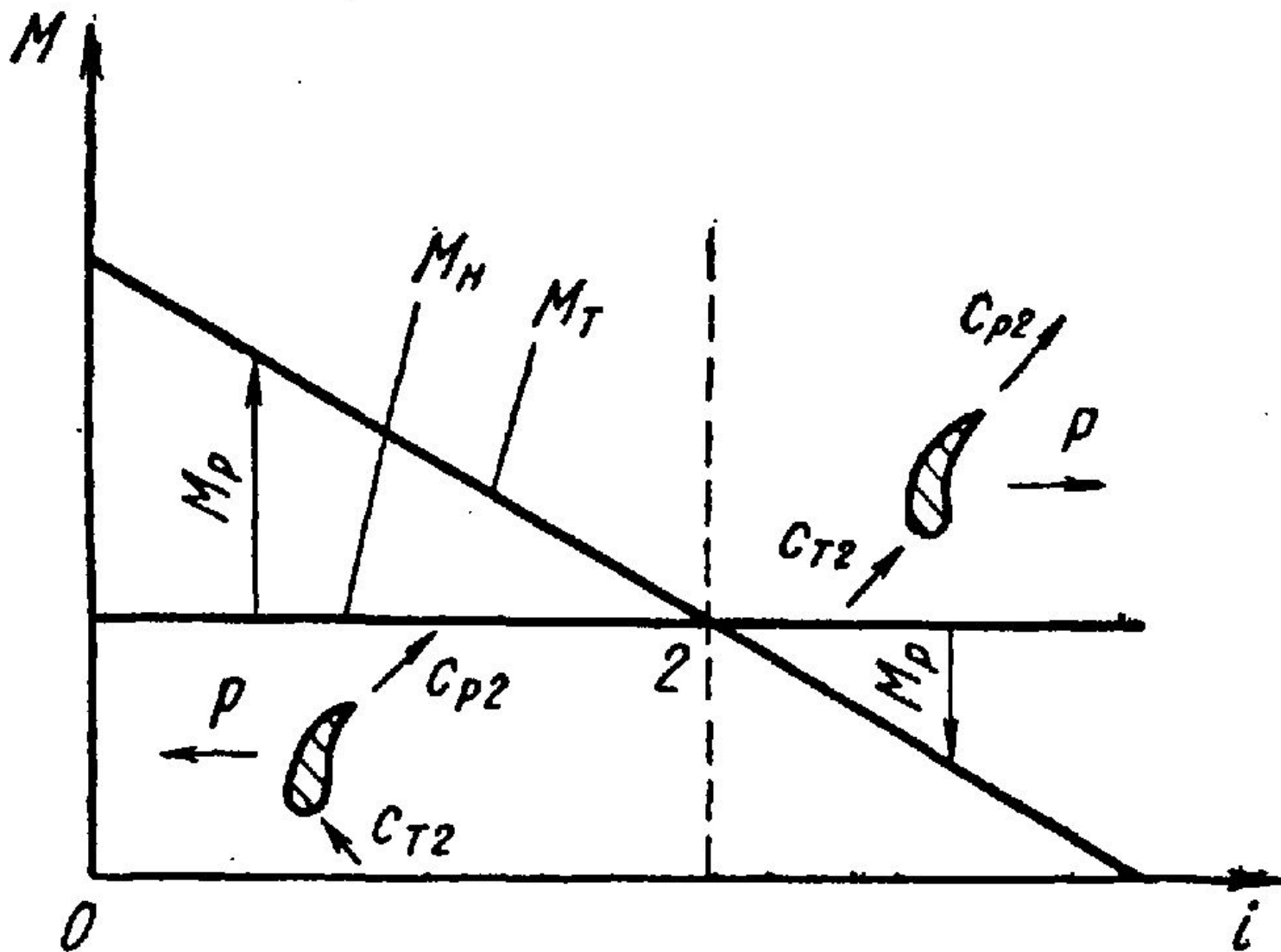


Рис. 67. Режим работы гидротрансформатора при $K = 1$

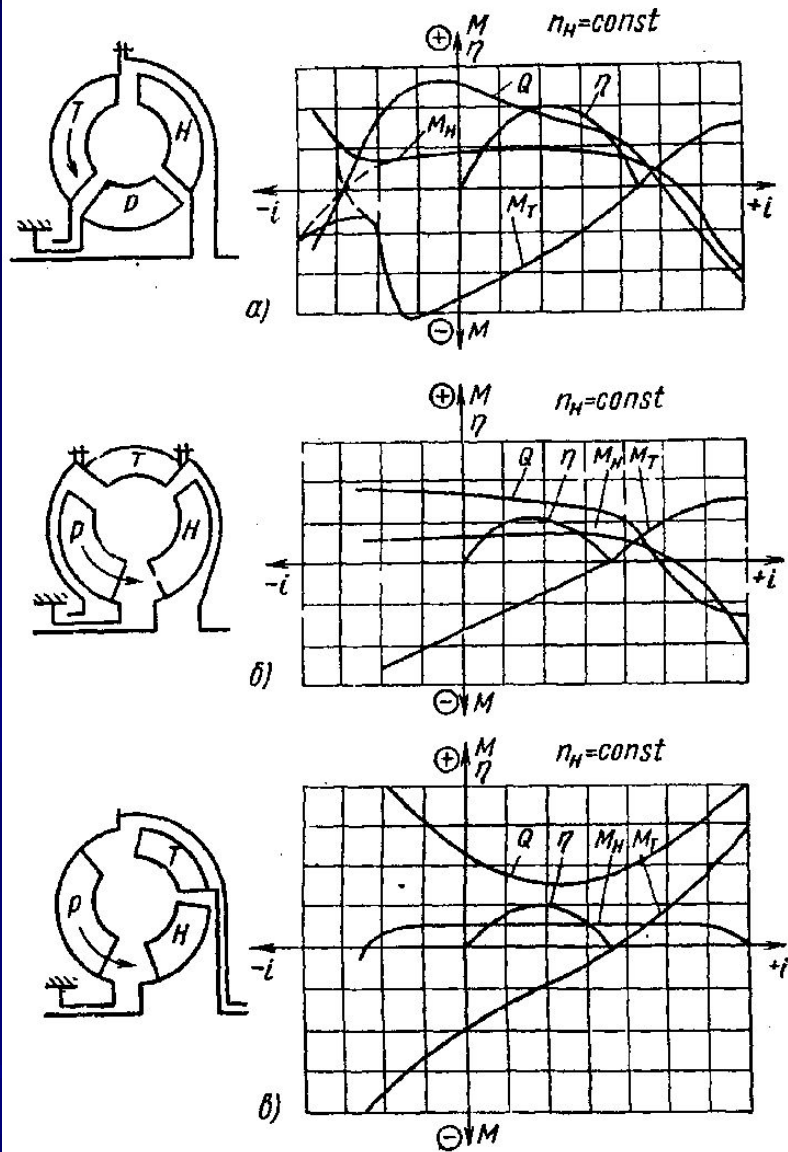


Рис. 75. Полная внешняя характеристика гидротрансформатора:

а — гидротрансформатор с центростремительной турбиной; б — гидротрансформатор с осевой турбиной; в — гидротрансформатор с центробежной турбиной

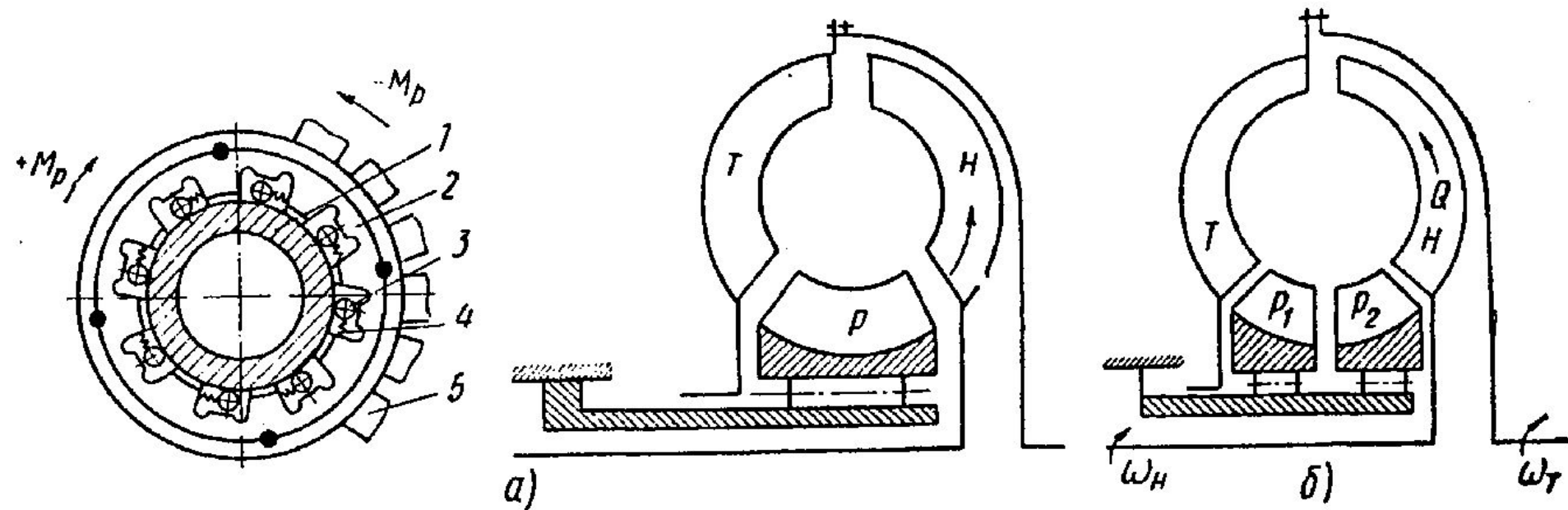


Рис. 99. Конструктивная схема комплексного гидротрансформатора:

а — с одним реактором; б — с двумя реакторами: 1 — внутренняя обойма; 2 — наружная обойма; 3 — ролик; 4 — пружина; 5 — реактор

Методы регулирования гидротрансформаторов:

1. Изменение частоты вращения вала двигателя
2. Изменение степени заполнения рабочей полости
3. Изменение геометрии лопастной системы (обычно реактора, реже насоса)
4. Комбинация 1 и 2 или 3 методов

Основная задача регулирования – изменение момента и частоты вращения выходного вала

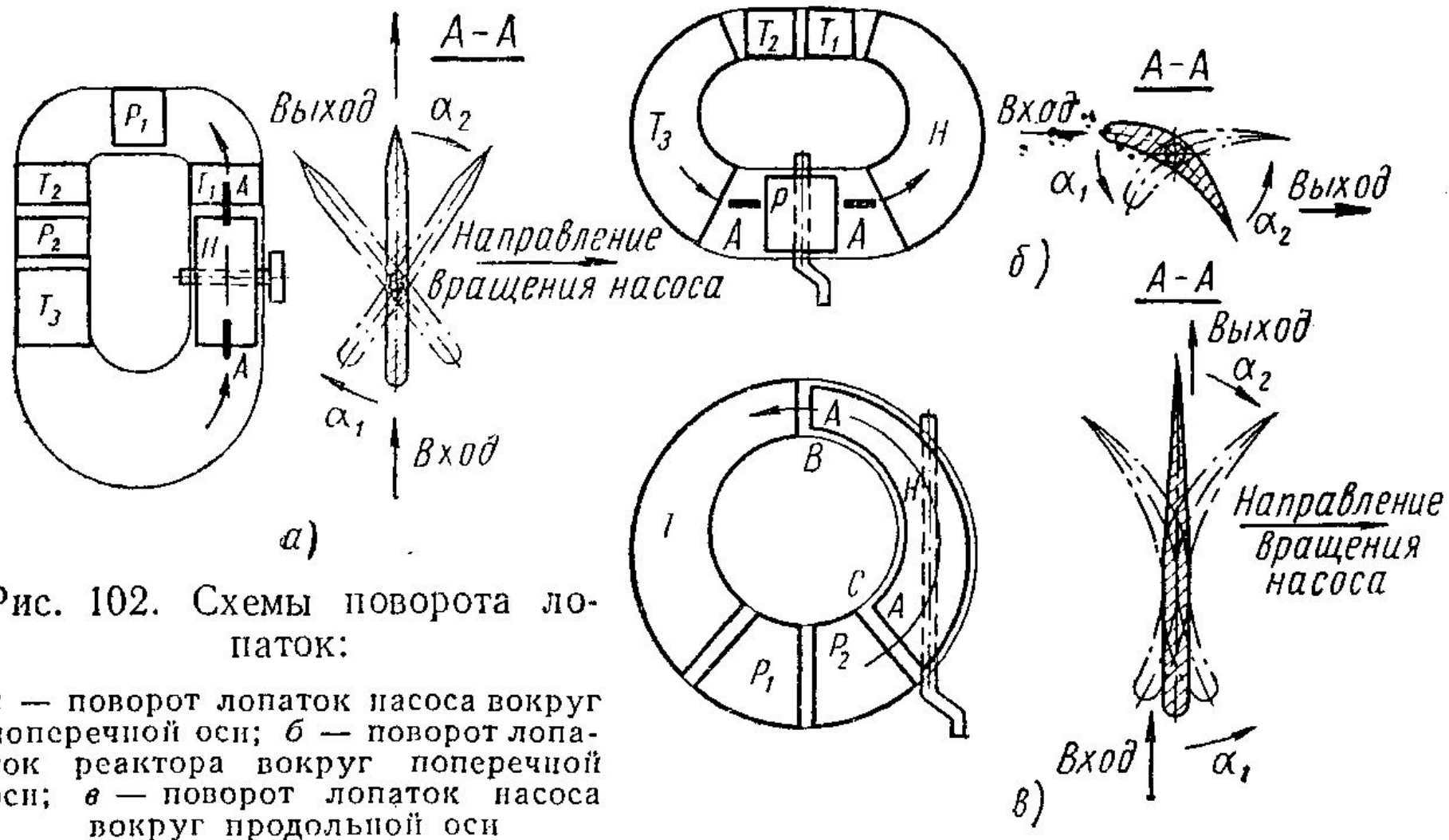


Рис. 102. Схемы поворота лопаток:

a — поворот лопаток насоса вокруг поперечной оси; *б* — поворот лопаток реактора вокруг поперечной оси; *в* — поворот лопаток насоса вокруг продольной оси

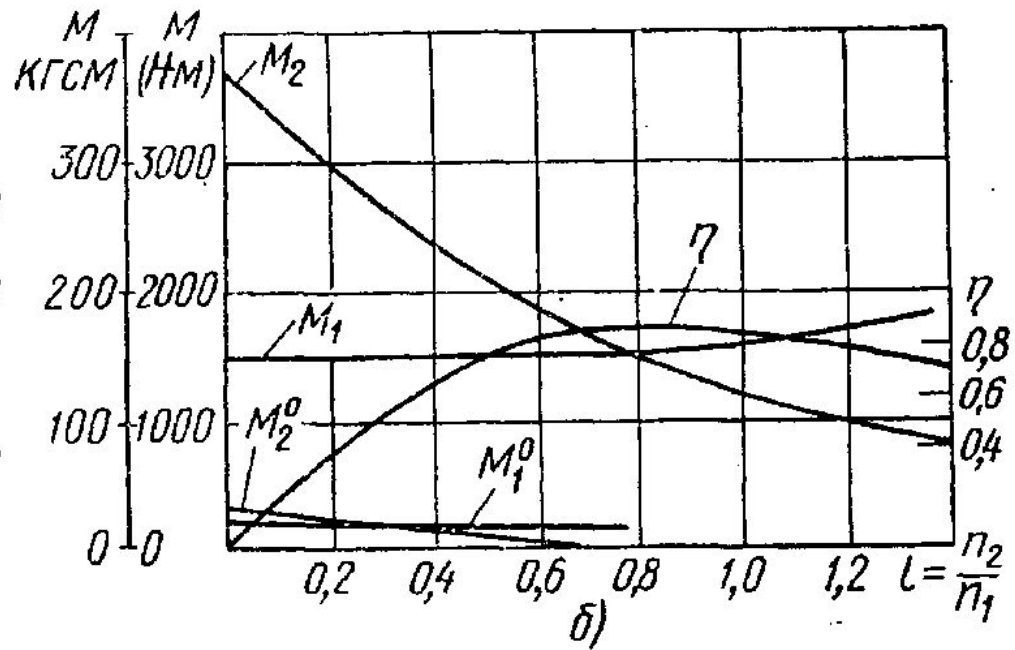
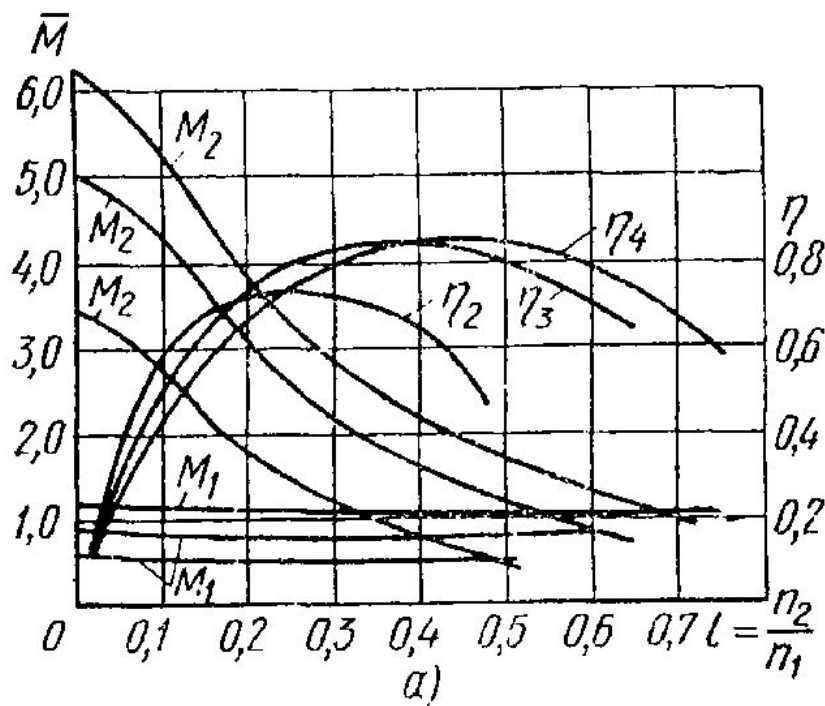


Рис. 103. Характеристики регулируемых гидротрансформаторов:
 а — гидротрансформатора фирмы Крупп; б — гидротрансформатора фирмы Фойт

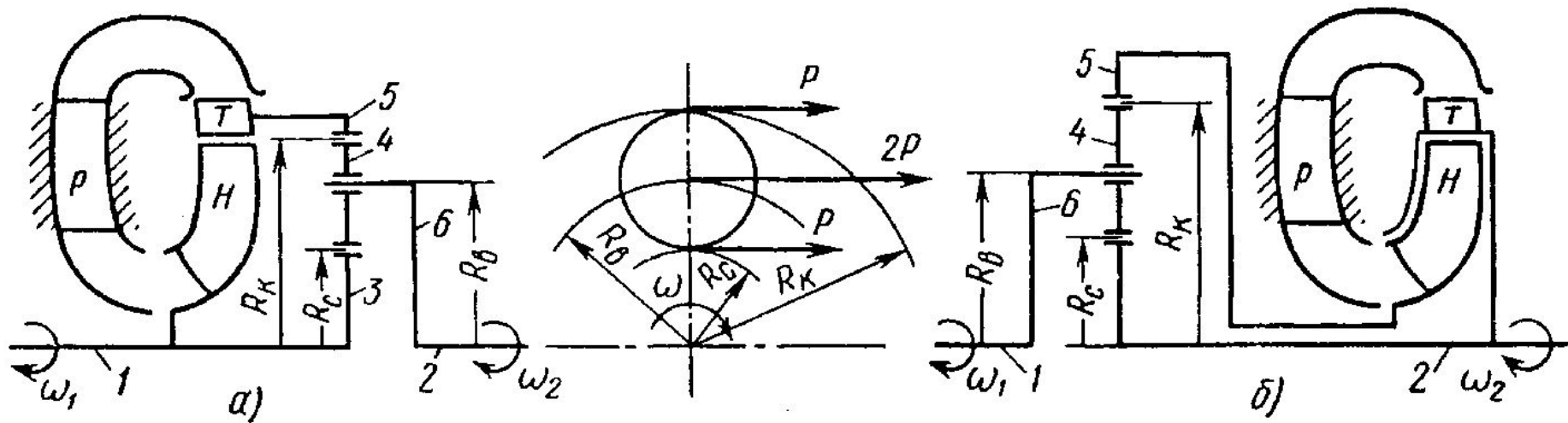


Рис. 117. Наиболее распространенные конструктивные схемы гидромеханических передач:

a — суммирующий планетарный ряд; *б* — раздельный планетарный ряд: 1 — ведущий вал; 2 — ведомый вал; 3 — солнечная шестерня; 4 — сателлит; 5 — коронная шестерня; 6 — водило

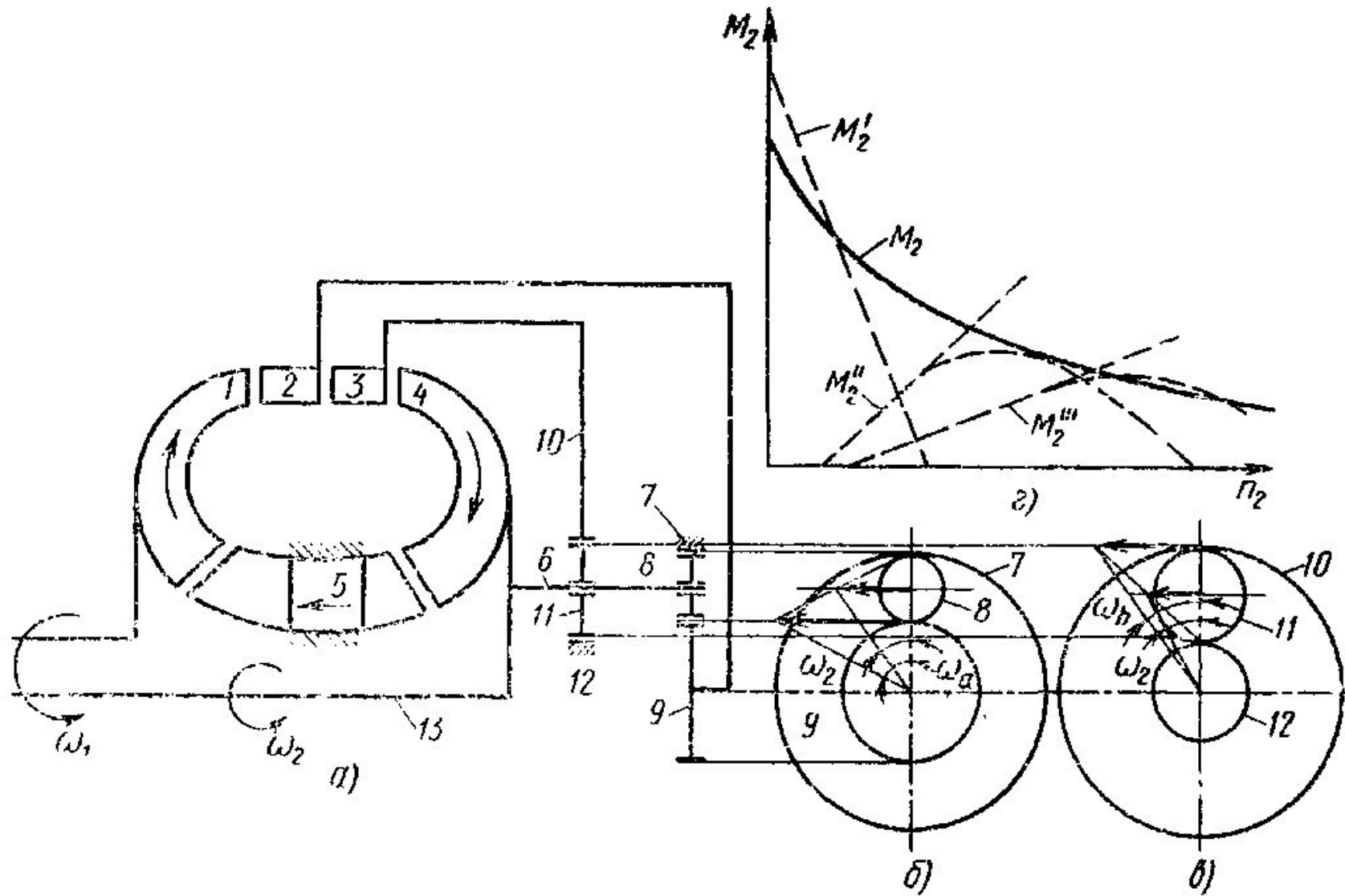


Рис. 120. Гидромеханическая передача с трехтурбинным гидротрансформатором: а — гидротрансформатор и планетарные ряды; б — план скоростей первого планетарного ряда; в — план скоростей второго планетарного ряда; 1 — насос; 2, 3 и 4 — турбины; 5 — реактор; 6 — водило; 7—12 — шестерни; 13 — ведомый вал; в — внешняя характеристика

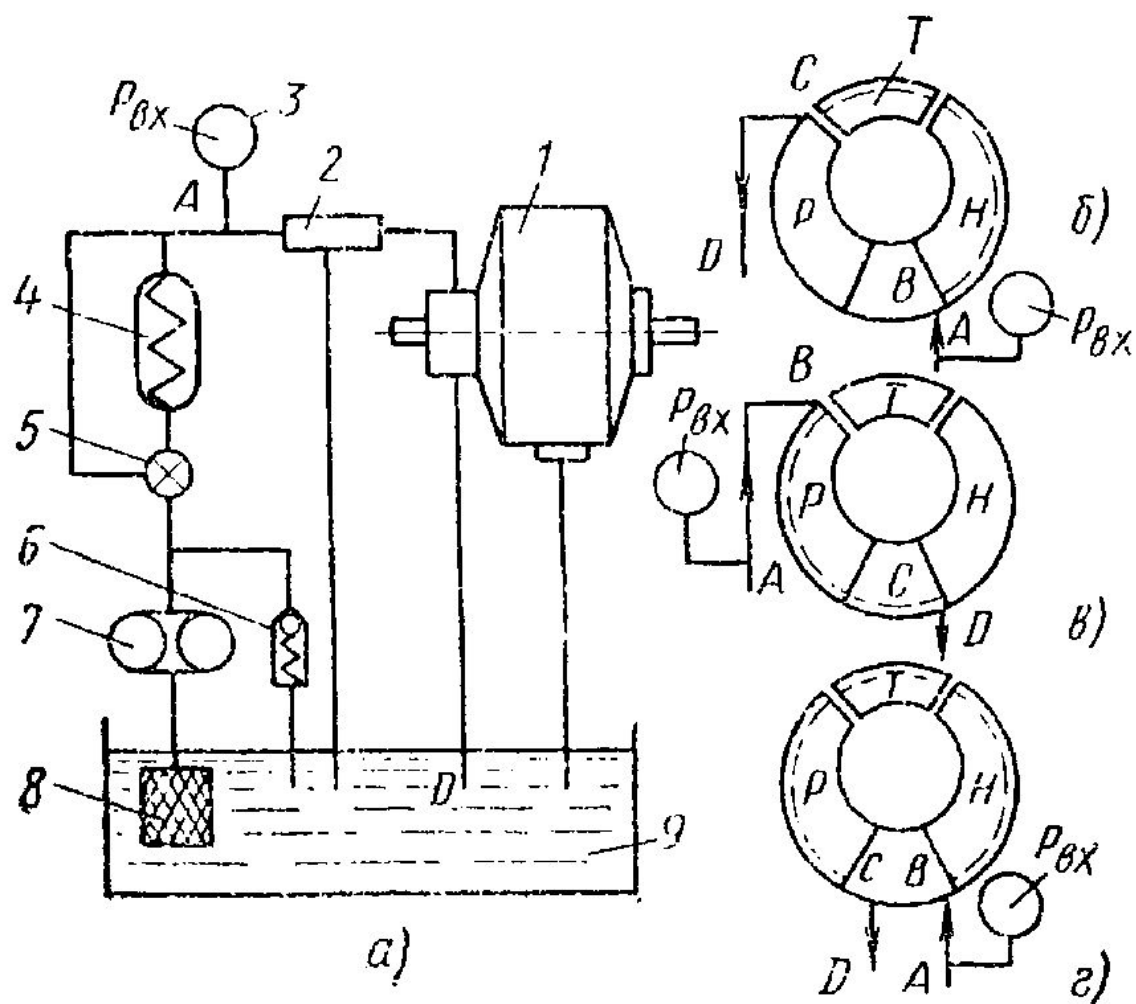


Рис. 140. Схема питания гидротрансформатора при различных точках отвода и подвода рабочей жидкости:

1 — гидротрансформатор; 2 — золотник; 3 — манометр; 4 — теплообменник; 5 — кран; 6 — предохранительный клапан; 7 — подпиточный насос; 8 — фильтр; 9 — бак

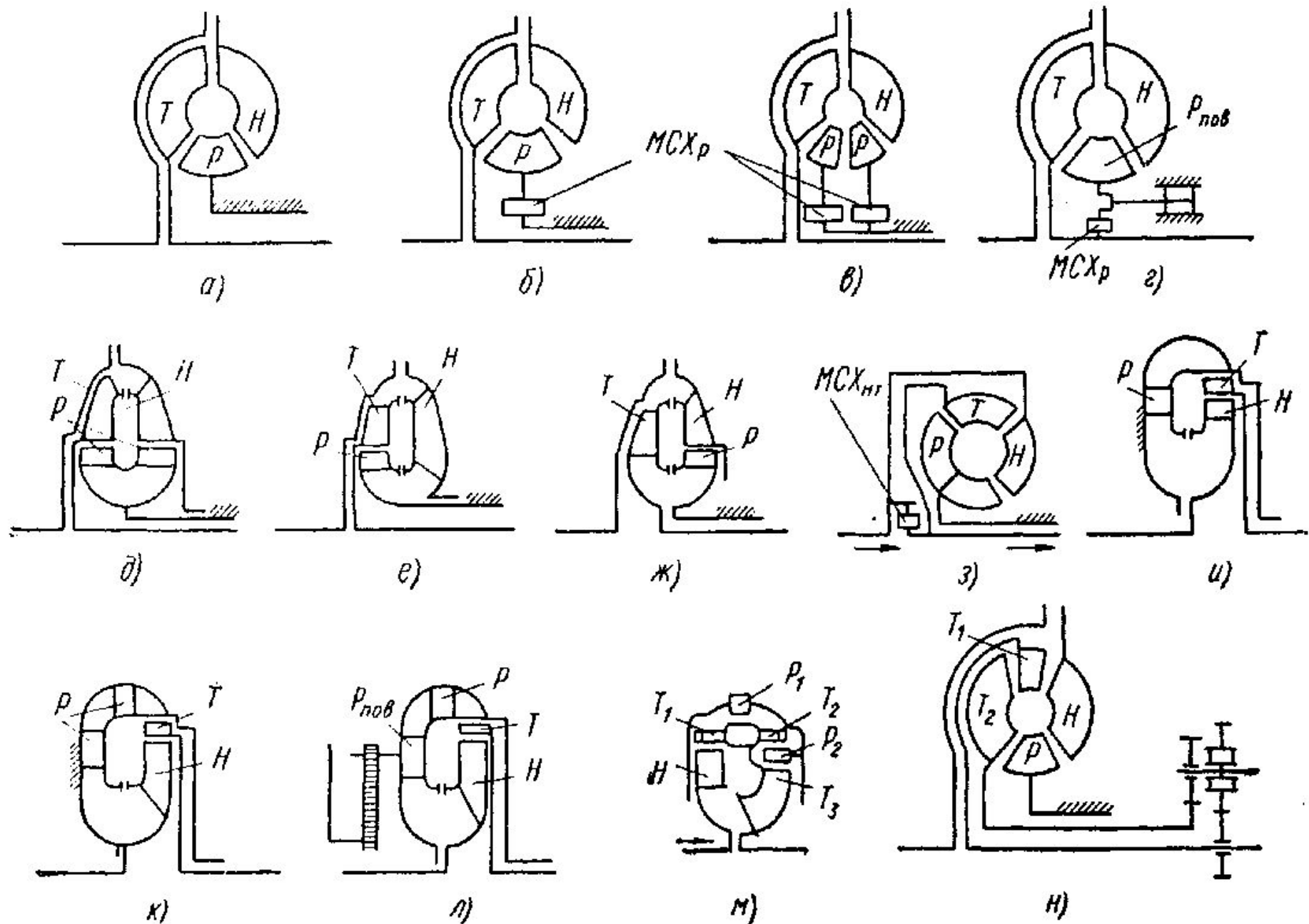


Рис. 147. Схемы расположения колес в гидротрансформаторах строительных и дорожных машин