

ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ



ГИДРОМУФТА

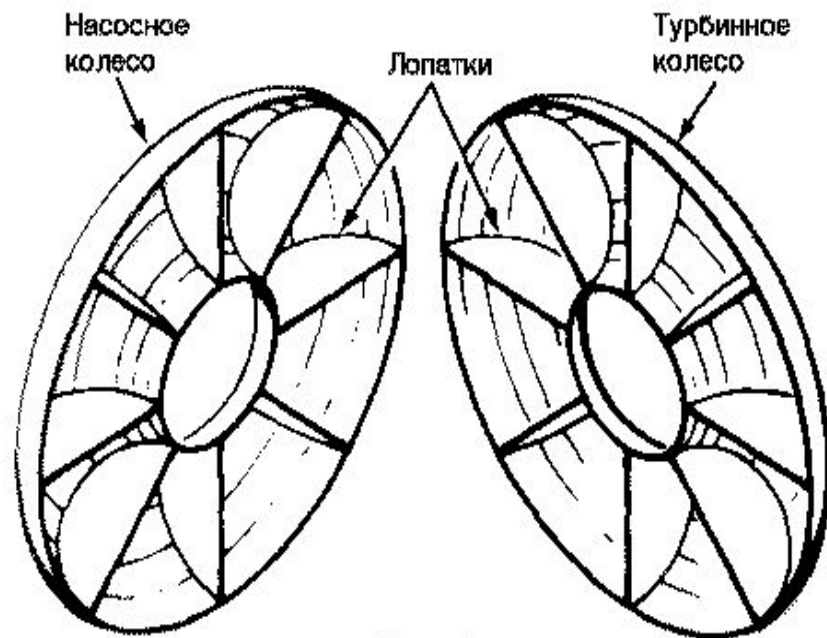


Рис.1а.

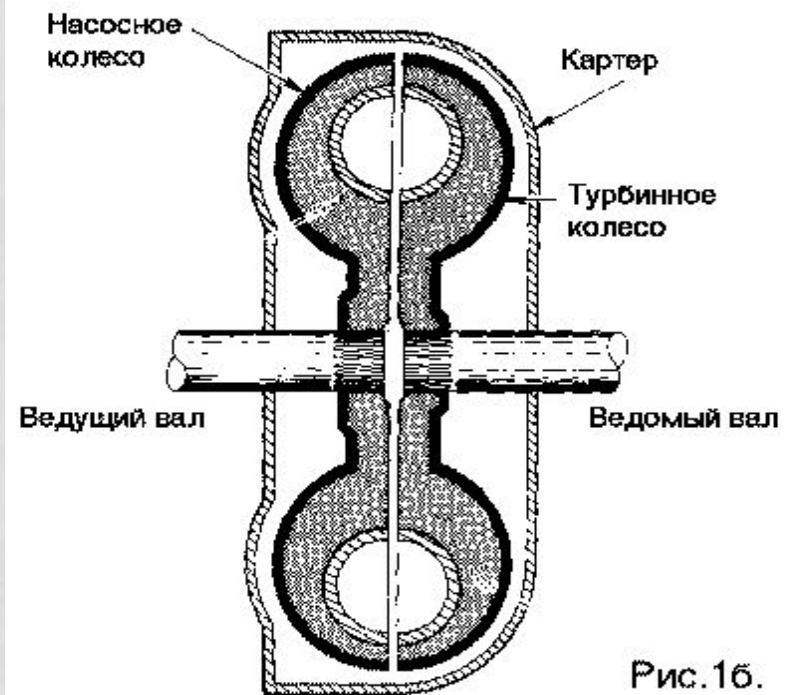
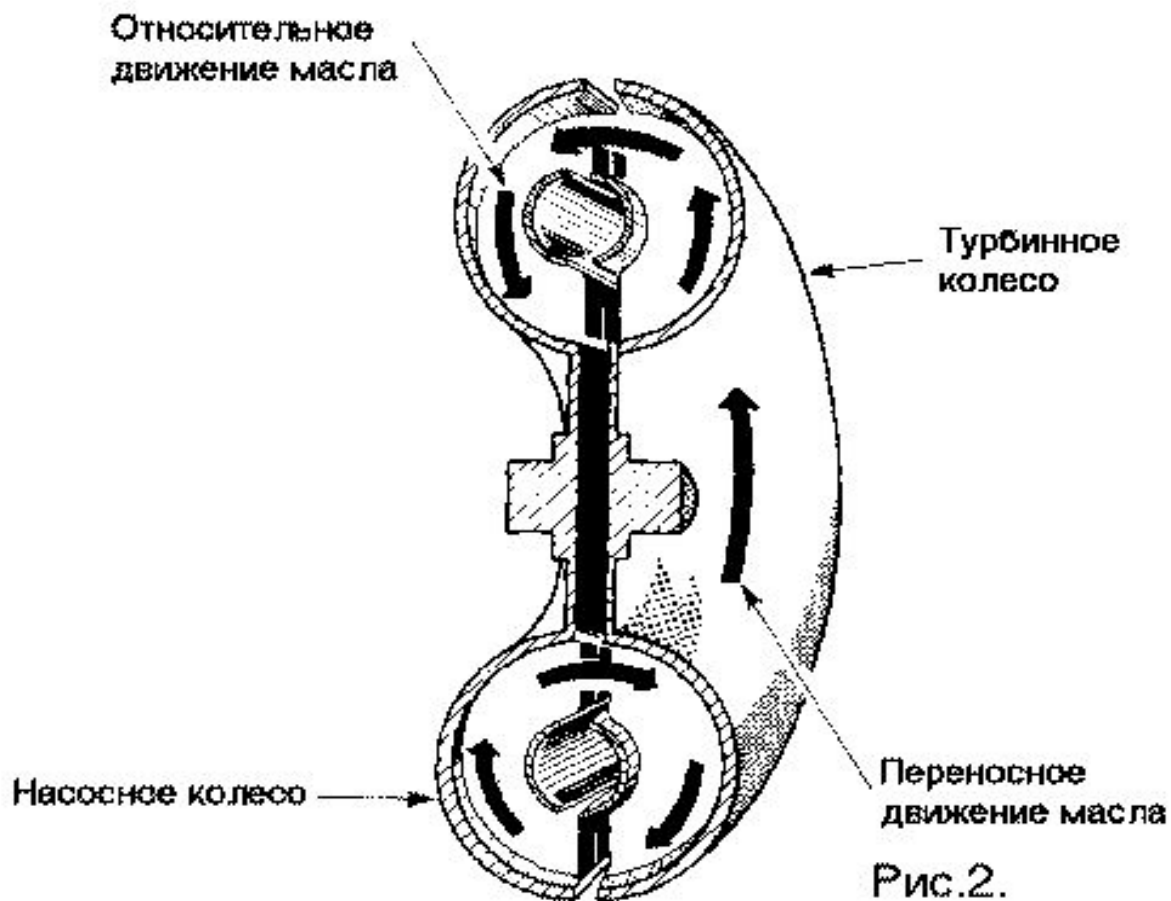
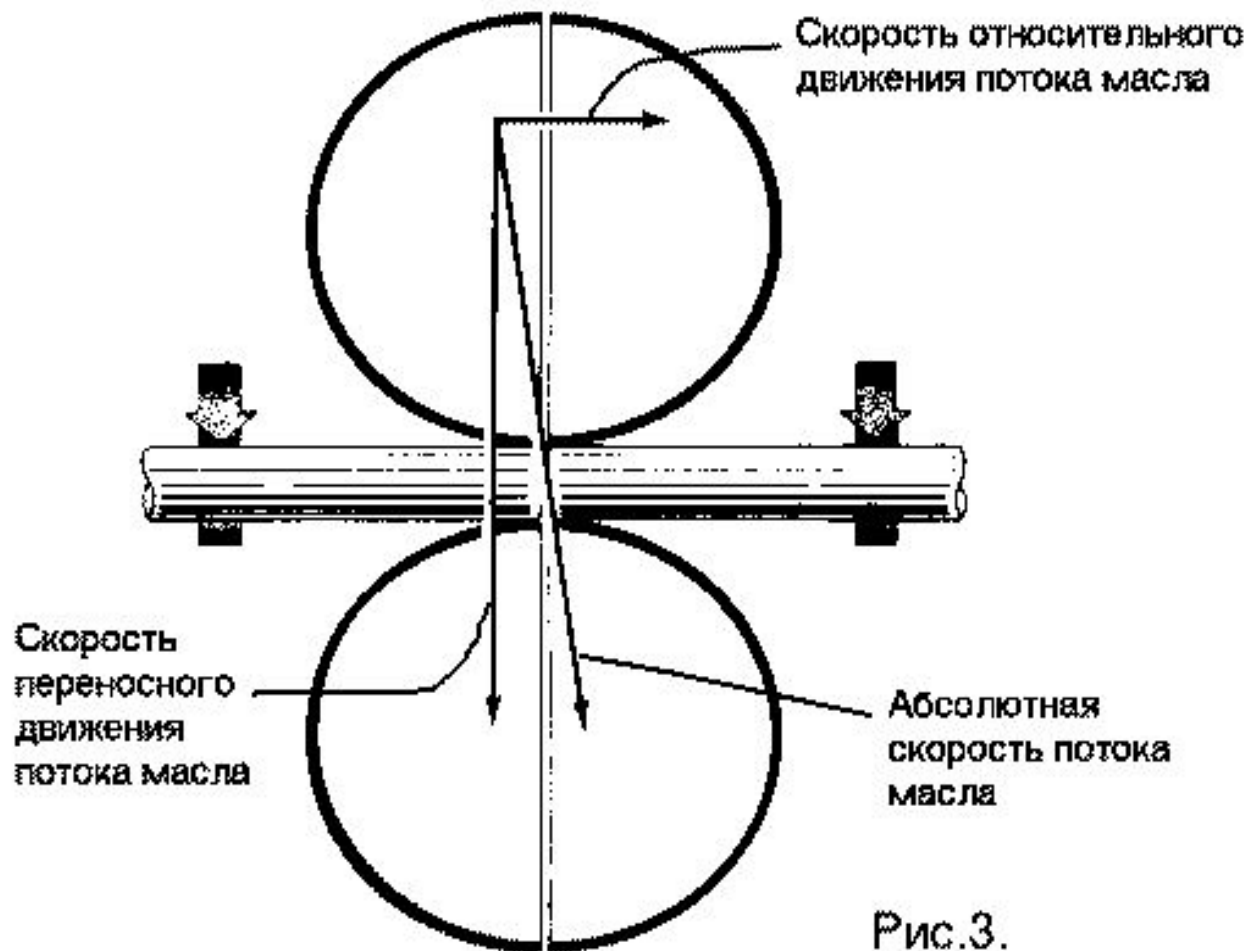


Рис.1б.

ГИДРОМУФТА



ГИДРОМУФТА



При установившемся режиме сумма моментов, приложенных к гидромуфте извне, должна равняться нулю

$$M_1 - M_2 - M_c = 0,$$

где M_1 – момент на валу насосного колеса;

M_2 – момент на валу турбинного колеса;

M_c – момент сопротивления.

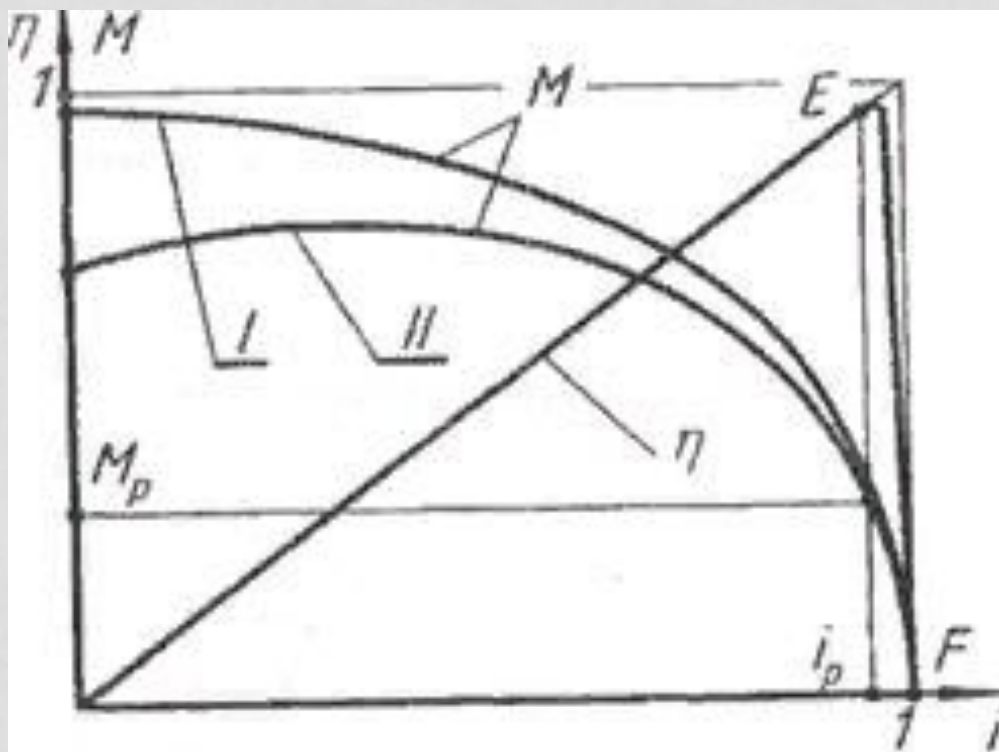
Момент сопротивления M_c вызван трением в узлах гидромуфты. Наибольшее влияние на него оказывает трение вращающихся колес о воздух (в ряде конструкций вращающимся является также корпус).

В большинстве эксплуатационных режимов момент M_c мал, и им можно пренебречь. Тогда

$$M_1 = M_2 = M. \quad (1)$$

Зависимость (1) подтверждает равенство моментов на насосном и турбинном колесах.

Передаваемый гидромуфтой момент M_1 , изменяется в зависимости от соотношения угловых скоростей насосного ω_1 и турбинного ω_2 колес. На рисунке приведены два варианта (I и II) зависимости передаваемого момента M от передаточного отношения i гидромуфты



Из анализа графиков $M = f(i)$ на рисунке следует, что при больших передаточных отношениях i величина передаваемого момента M уменьшается, а при $i \rightarrow 1$ резко падает до нулевой величины.

Приведённая зависимость $M = f(i)$ при $w_1 = \text{const}$ называется характеристикой гидромuffты.

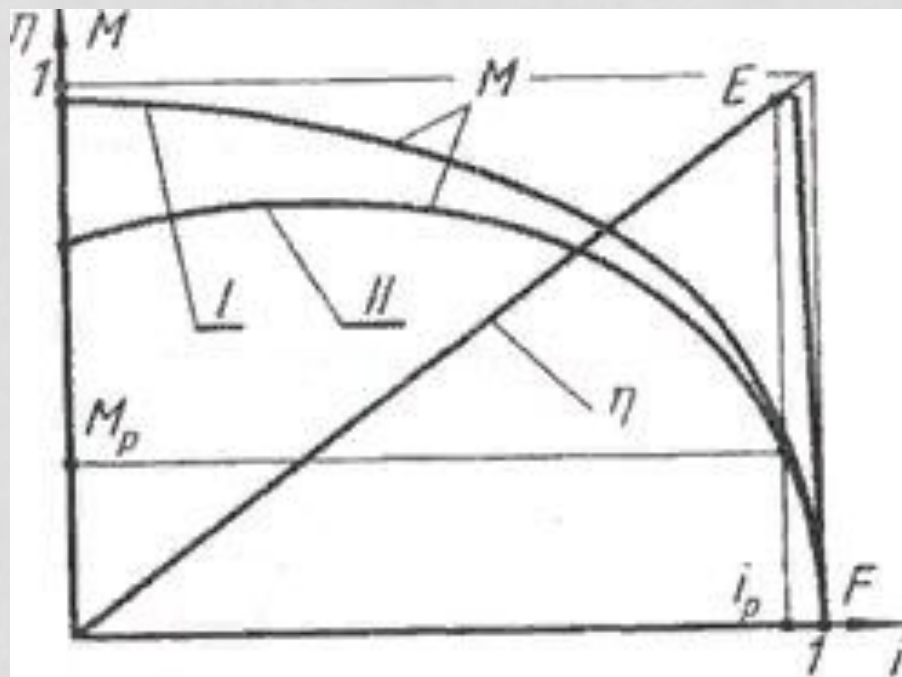
Характеристика гидромuffты, кроме $M = f(i)$, включает также зависимость ее КПД от передаточного отношения $\eta = f(i)$.

КПД найдем из отношения выходной мощности на турбинном колесе N_2 к входной – на насосном колесе N_1 . Тогда получим

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = i$$

Таким образом, пренебрегая величиной момента сопротивления M_c , можно считать, что КПД гидромuffты равен ее передаточному отношению.

Зависимость $\eta = f(i)$ нанесена на рисунке

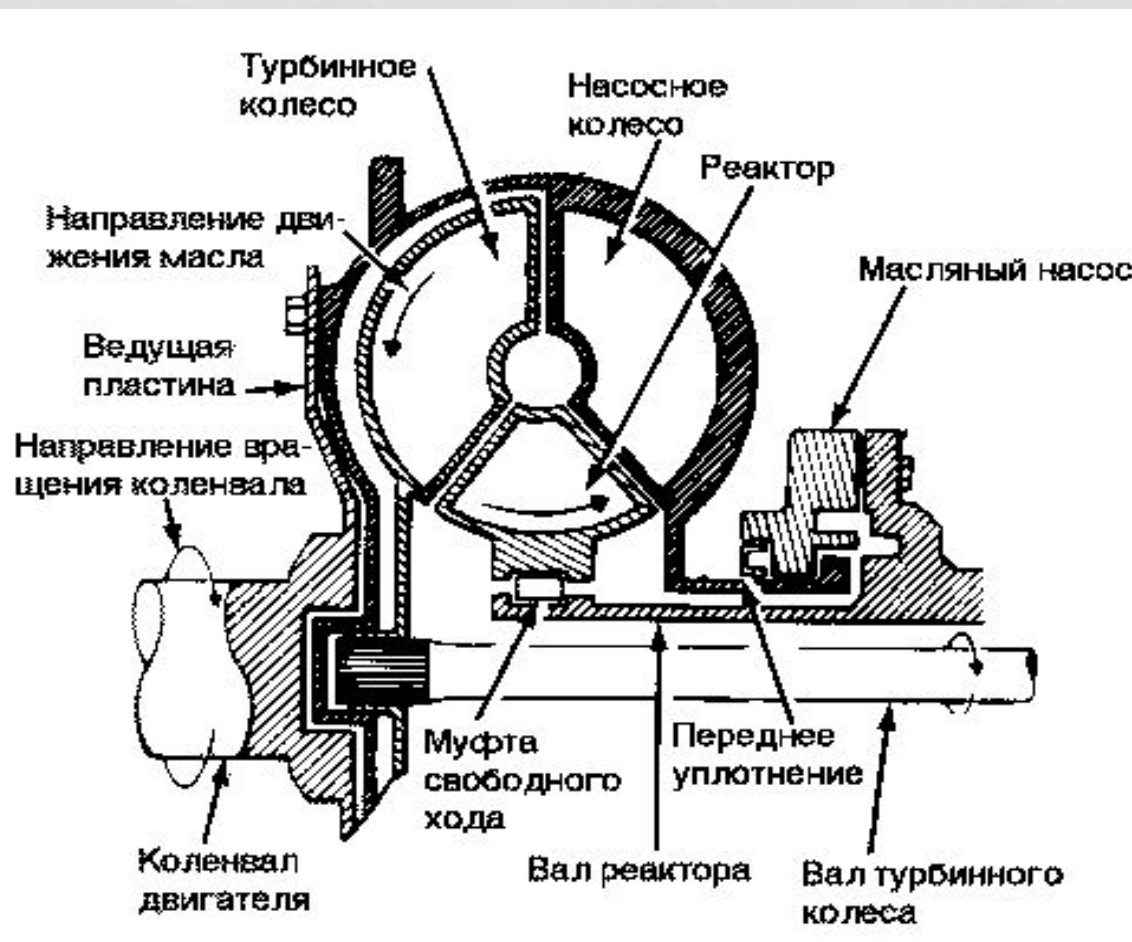


Расчетный Режим -

Режим максимального КПД гидромuffты
(95 – 98 % – точка E на рис)

Момент M_p и передаточное отношение i_p , соответствующие этому режиму, также считают расчетными.

ГИДРОТРАНСФОРМАТОР.



ГИДРОТРАНСФОРМАТОР

Если пренебречь трением, то передаваемая гидротрансформатором мощность не изменяется, следовательно

$$M_1 \omega_1 = M_2 \omega_2$$

Откуда

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = k$$

ω_1 и **ω_2** – угловые скорости вала двигателя и трансмиссии;
 k – коэффициент трансформации.

Максимальная величина коэффициента трансформации может принимать значения $k_{\max} = 2 - 8$, в зависимости от назначения и конструкции гидротрансформатора.

Для анализа характеристик гидротрансформатора рассмотрим его работу на установившемся режиме. На этом режиме сумма моментов, приложенных к гидротрансформатору извне, должна равняться нулю, т.е.

$$M_1 - M_2 \pm M_3 - M_c = 0,$$

Где

M1 и **M2** – моменты на валах насосного и турбинного колес;

M3 – момент на реакторе;

Mc – момент сопротивления, вызванный трением в подшипниках, уплотнениях и трением вращающихся колес о воздух.

Учитывая, что практически на всех эксплуатационных режимах момент сопротивления **Mc** мал по сравнению с активными моментами, им пренебрегают. Тогда

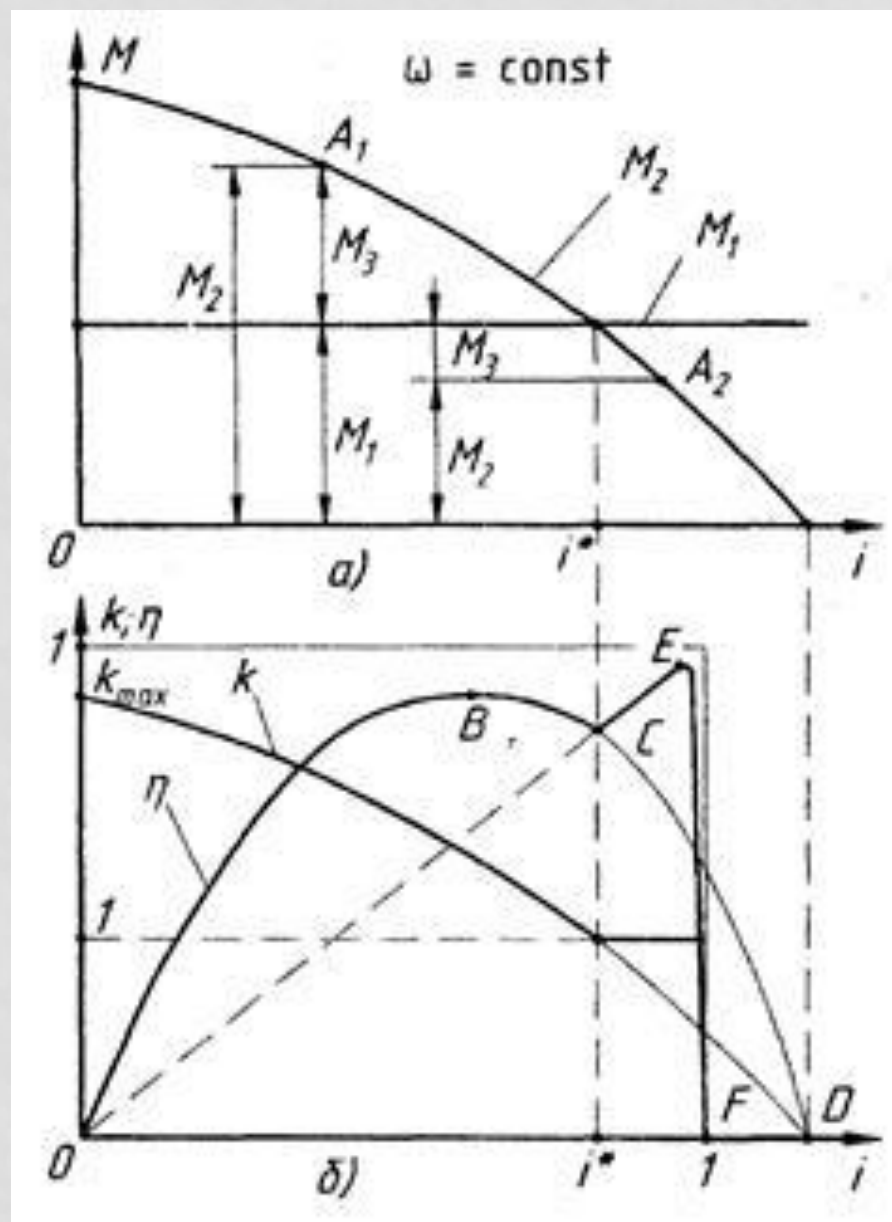
$$M_1 - M_2 \pm M_3 = 0,$$

т.е. момент на турбинном колесе **M2** может быть больше или меньше момента на насосном колесе **M1** на величину реактивного момента **M3**.

Зависимость нанесена на график (рис. а) при постоянной угловой скорости насосного колеса ω_1 постоянном крутящем моменте M_1 и переменной величине передаточного отношения $i = \omega_2/\omega_1$.

При малых i в любой произвольно выбранной точке A_1 величина M_2 определяется суммой моментов M_1 и M_3 . При $i = i^*$ величина M_3 на реакторе принимает нулевое значение и $M_1 = M_2$. Этот частный режим гидротрансформатора **режимом гидромукфты**.

При $i > i^*$ в любой произвольно выбранной точке A_2 величина M_2 определится разностью моментов M_1 и M_3 (рис.а).



При сравнительном анализе свойств различных гидротрансформаторов широко используются безразмерные параметры. В частности, для анализа изменения моментов вводят коэффициент трансформации

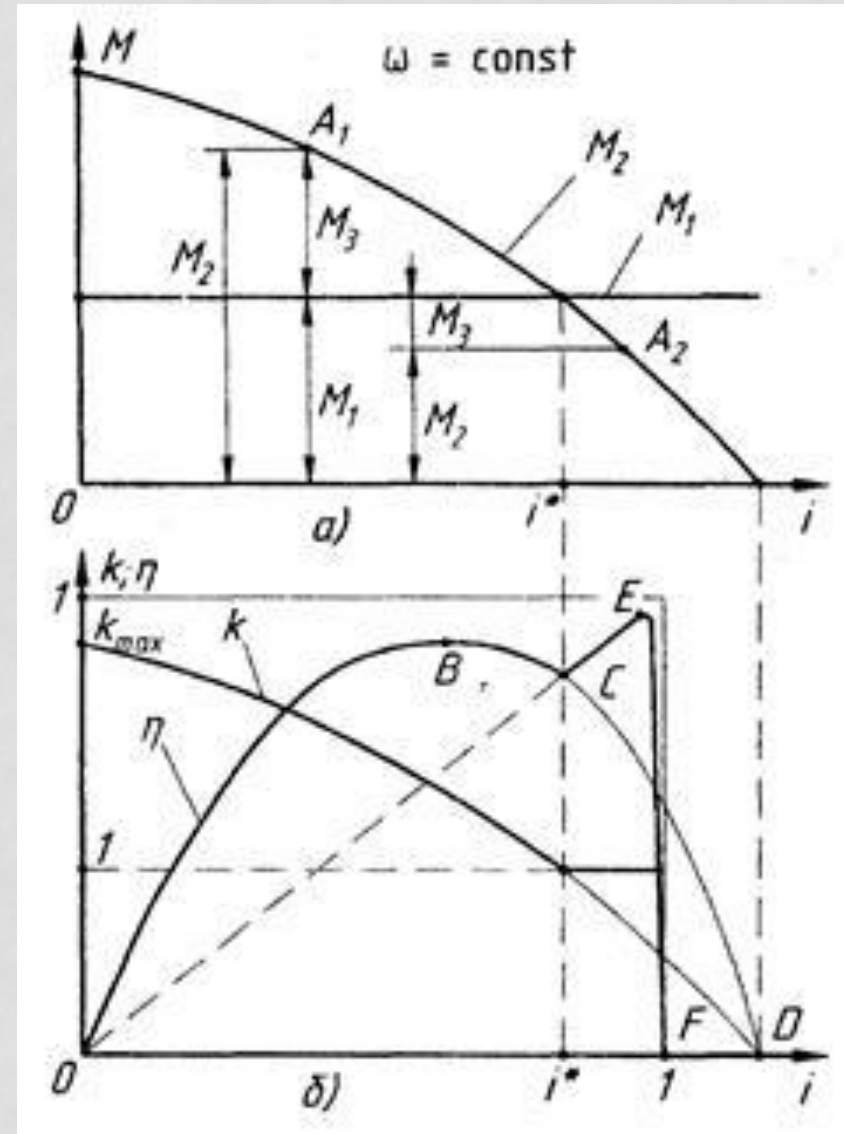
$$k = \frac{M_2}{M_1}$$

Графическая зависимость $k = f(i)$ приведена на рис. б

Формулу для оценки КПД получим из отношения мощностей на турбинном N2 и насосном N1 колесах):

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1} = k \cdot i$$

т.е. КПД гидротрансформатора равен произведению его коэффициента трансформации k на передаточное отношение i .



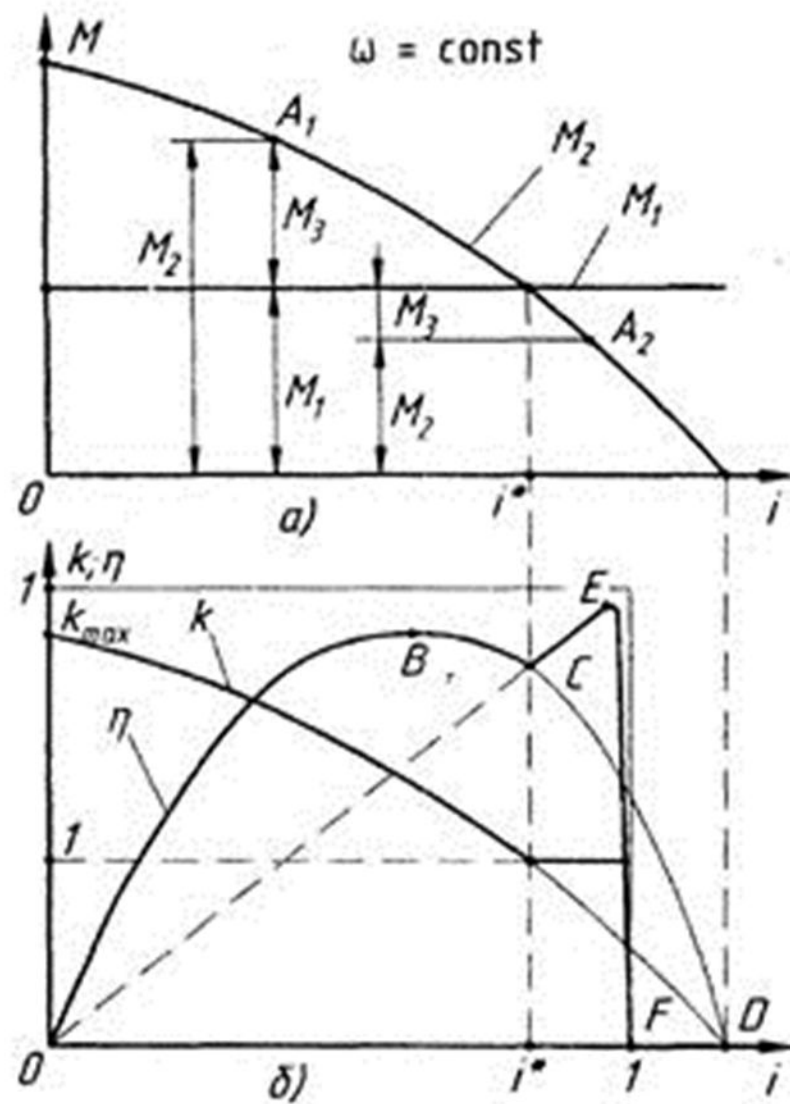
Применение гидротрансформаторов ограничивается недостаточно высокими КПД.

Так, их максимальные значения составляют

$\eta = 0,8 - 0,93$

(точка В на рис. б), но существенно падают при отклонении от этого режима.

Особенно неприемлемо это падение в области высоких значений передаточного отношения, т. е. при **$i = 1$** (окрестности точки D, рис., б).



До режима гидромуфты (при $i < i^*$) момент на реакторе МЗ имел положительное значение (рис. а), а после него (при $i > i^*$) момент МЗ становится отрицательным.

Следовательно, при $i = i^*$ момент на реакторе меняет знак, т.е. направление действия.

Это обстоятельство используется для повышения КПД гидротрансформатора при $i = 1$. В конструкцию гидротрансформатора включают муфту свободного хода М (см. рис.). При положительном значении момента на реактивном колесе она обеспечивает неподвижность реактивного колеса ("стопорит").

При изменении направления момента на реакторе обгонная муфта освобождает реактор, который начинает свободно вращаться вместе с потоком жидкости.

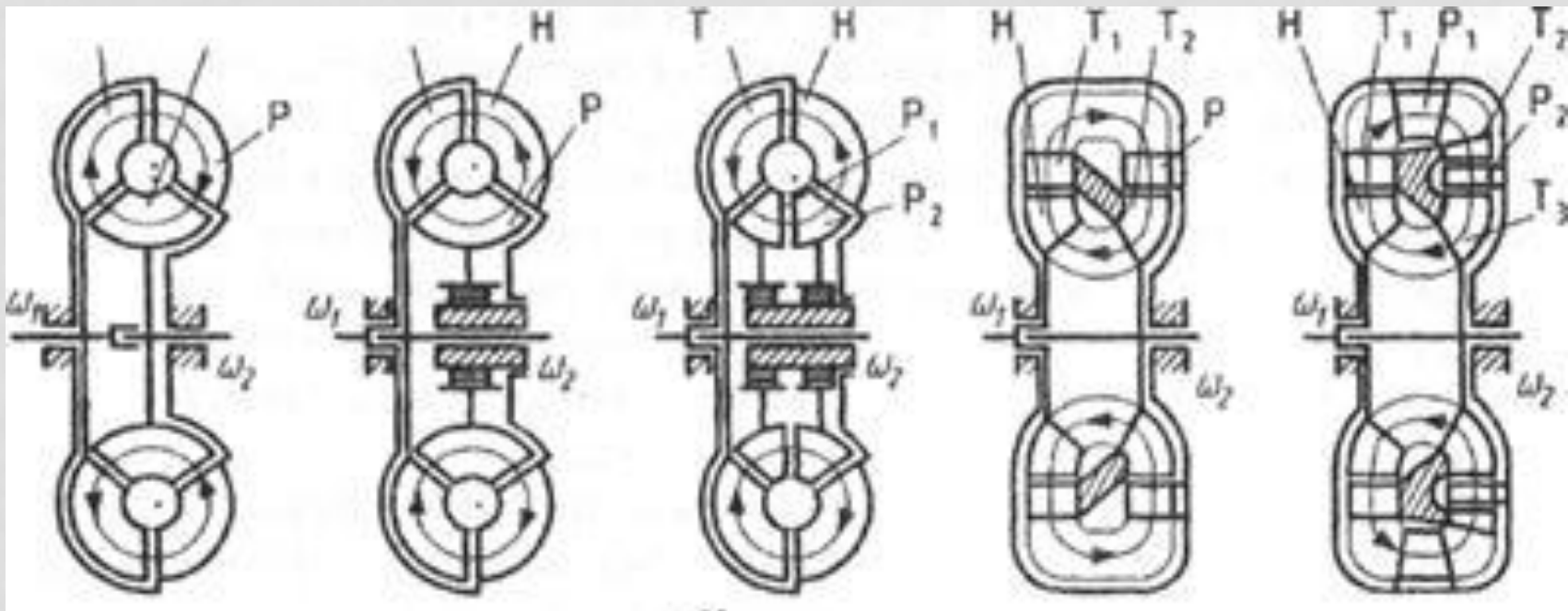
При этом гидротрансформатор начинает работать в режиме гидромуфты, так как в этом случае у него отсутствует неподвижное реактивное колесо.

Такой гидротрансформатор, в котором совмещаются свойства гидротрансформатора и гидромуфты, называется комплексным гидротрансформатором.

Главным конструктивным признаком гидротрансформатора, отличающего его от гидромуфты, является наличие хотя бы одного реактивного колеса.

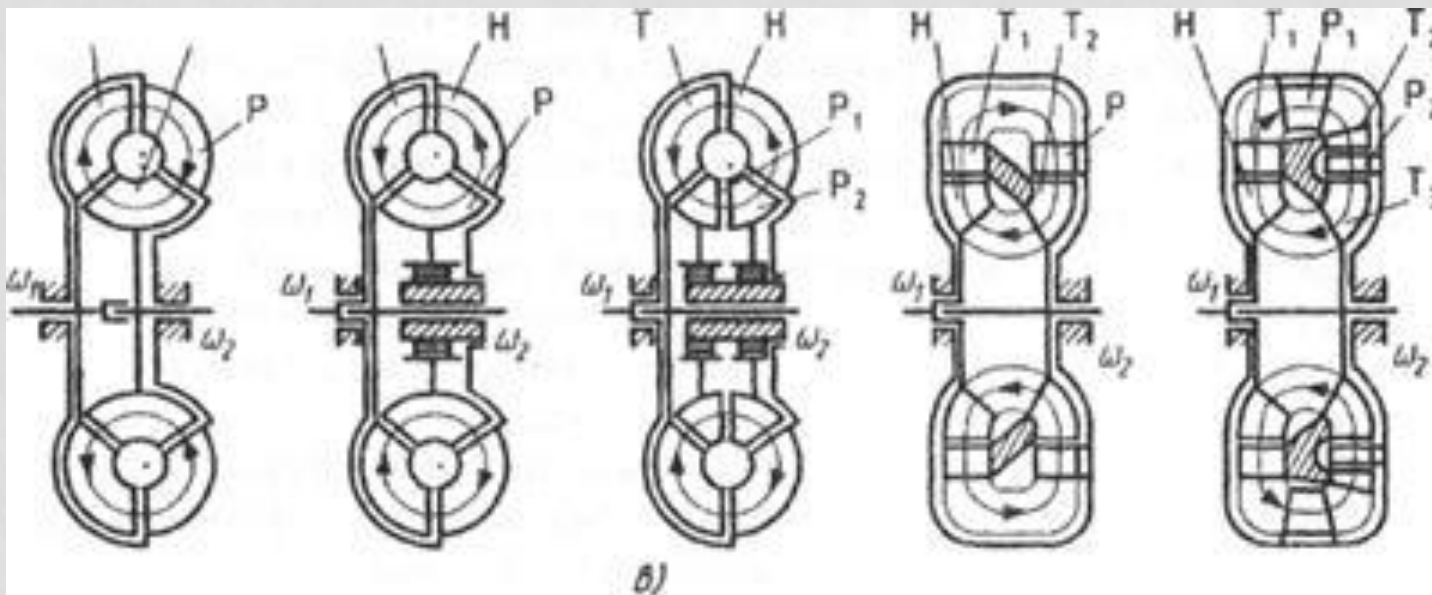
Большинство конструкций гидротрансформаторов, кроме наружной торовидной поверхности, имеют также внутренний тор (рис. а, б, в).

Это обеспечивает более устойчивую циркуляцию рабочей жидкости. В конструкциях гидромуфт внутренний тор используются достаточно редко. В гидротрансформаторах с большим количеством рабочих колес классическая форма тора "деформируется" (рис. г, д).



В большинстве конструкций современных гидротрансформаторов реактор устанавливается после насосного колеса, перед турбиной (рис. б, в, г, д). Существуют гидротрансформаторы и с установкой реакторного колеса за турбинным колесом, перед насосным (рис. а). Такие гидротрансформаторы позволяют обеспечить реверс колес, т.е. разное направление вращения насоса и турбины.

Гидротрансформаторы могут иметь три и более рабочих колеса. Конструкции с несколькими насосными колесами практически не используются, но получили широкое применение гидротрансформаторы с несколькими турбинными и несколькими реактивными колесами.



Комплексным гидротрансформатор делают для повышения его КПД в зоне больших передаточных отношений.

Для этой же цели используют гидротрансформатор с блокировкой.

В его конструкцию включают дополнительное устройство с принудительным включением, которое позволяет на определенном режиме заблокировать валы насосного и турбинного колес, т.е. объединить их в единый вал.

В этом случае его КПД становится **$h = 0,95 - 0,98$** .

В трансмиссиях легковых автомобилей наиболее часто используются одноступенчатые комплексные трансформаторы с одним реактором и турбинами центростремительного типа. Такие гидротрансформаторы имеют величину коэффициента трансформации **$k_{max} = 2,5 - 3,5$** при **$i = 0$** и максимальный **КПД $h_{max} = 0,7 - 0,85$**

Гидротрансформаторы разгонного типа применяются в трансмиссиях строительных и дорожных машин (экскаваторах, погрузчиках и др.). Их конструкции выполняются с большим количеством турбинных и реактивных колес полимерические (рис. г, д).

Характеристики таких гидротрансформаторов отличаются высокими преобразующими свойствами ($k_{\max} = 3,5 - 8$), а **максимальные КПД** достигаются при относительно небольших передаточных отношениях $i = 0,55 - 0,65$.

Гидротрансформаторы применяются также в трансмиссиях тракторов. Назначение выпускаемых тракторов весьма разнообразно – от выполнения транспортных функций (универсальные тракторы) до строительных работ (бульдозеры).

Поэтому в их трансмиссиях могут использоваться как комплексные двух- и трехколесные гидротрансформаторы (рис. б, в), так и полимерические (рис. г, д).

ВИДЫ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОВ

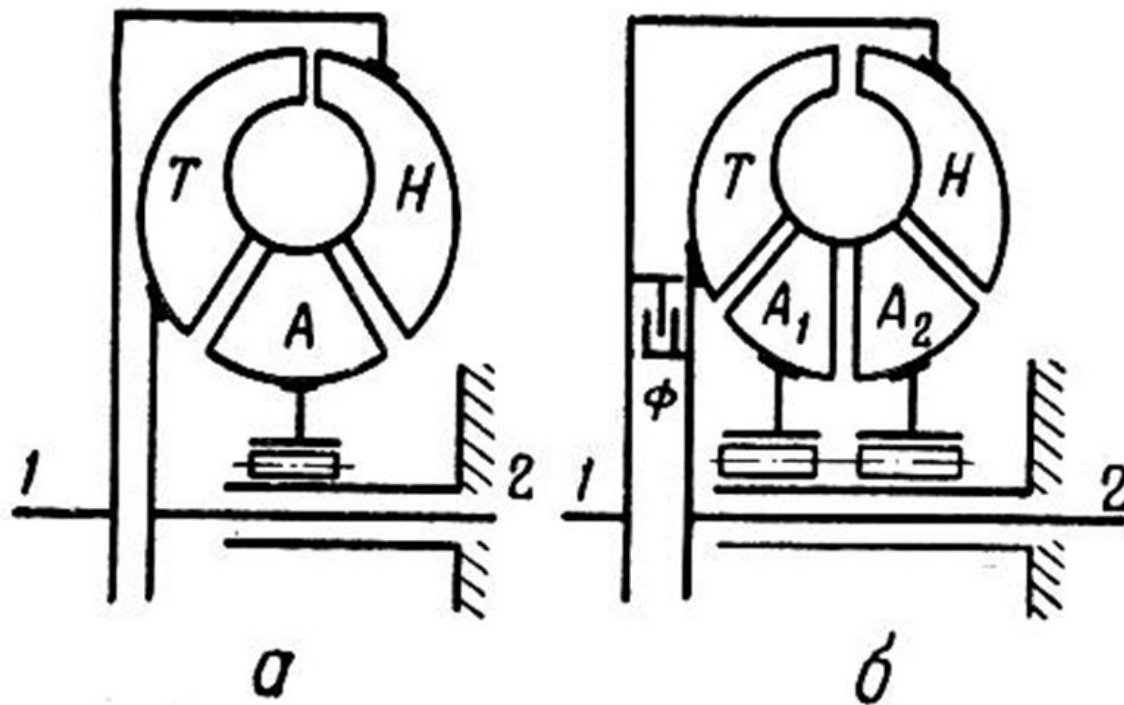


Рис. V.4. Комплексный (а) и полимерический (б) гидротрансформатор с блокировочными фрикционными

ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОВ

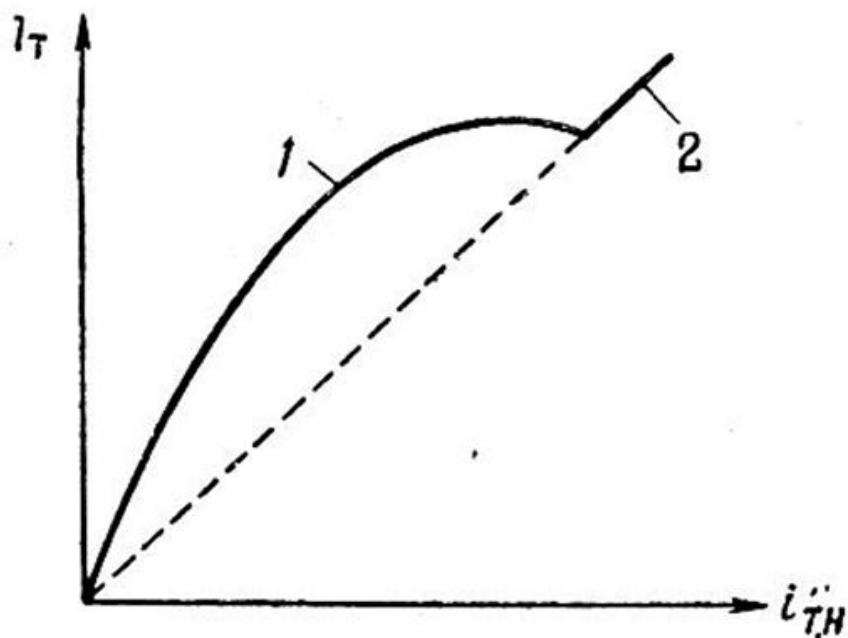


Рис. V.5. Характеристика комплексного гидротрансформатора

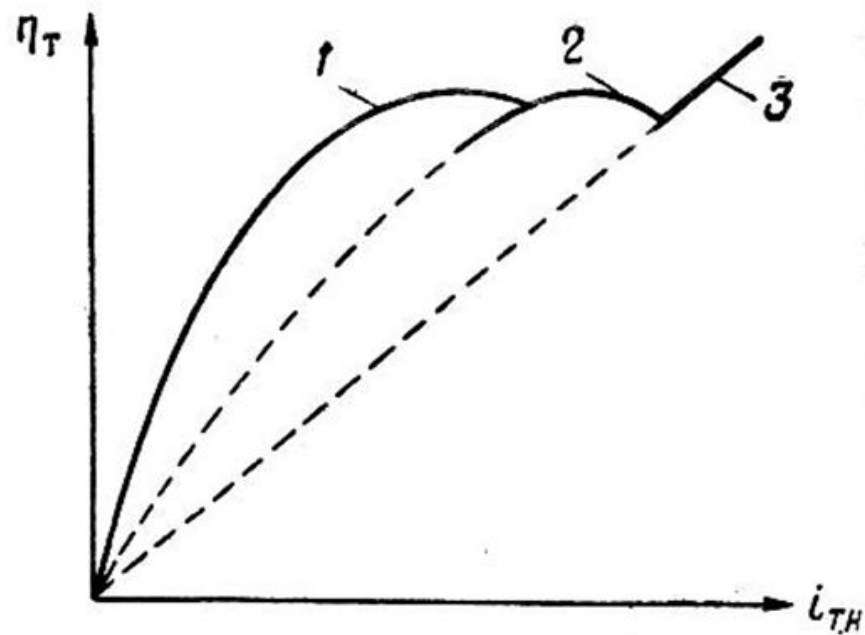
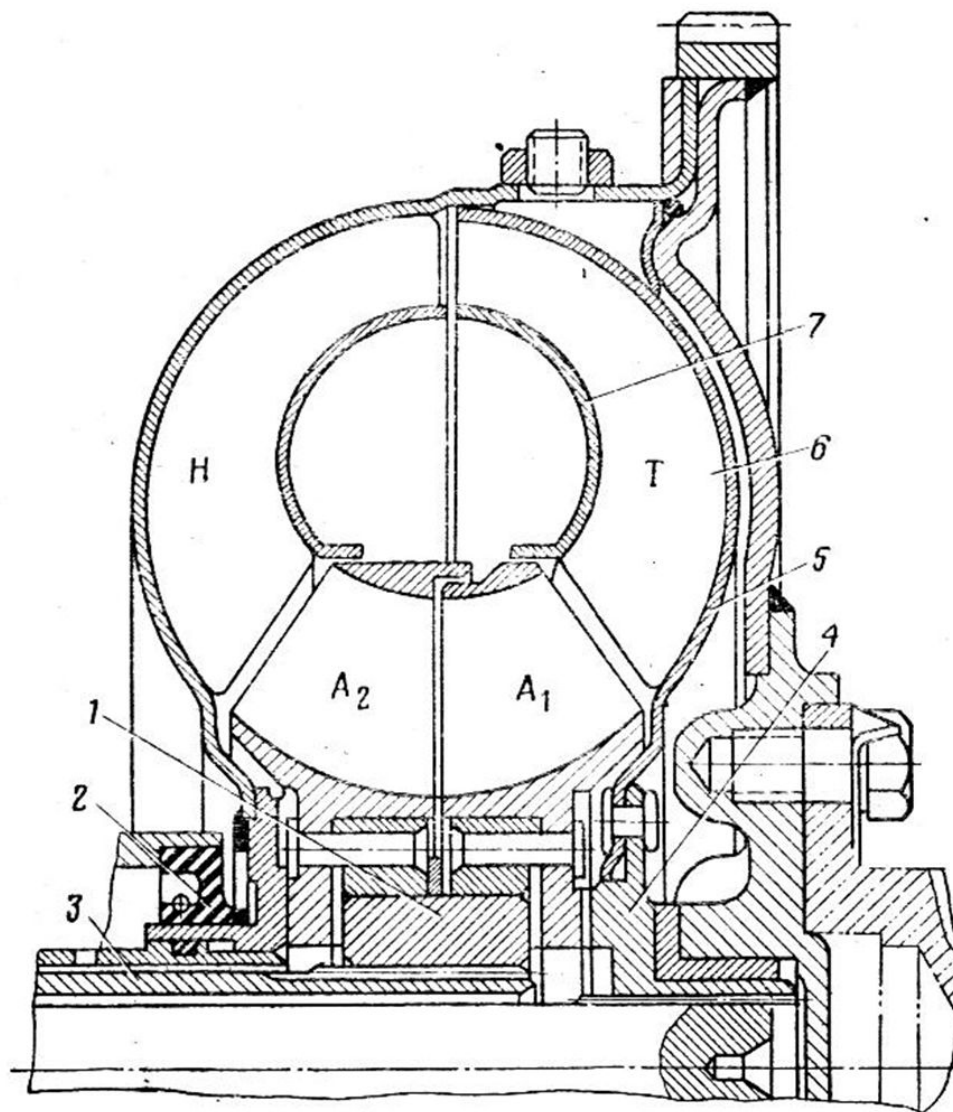
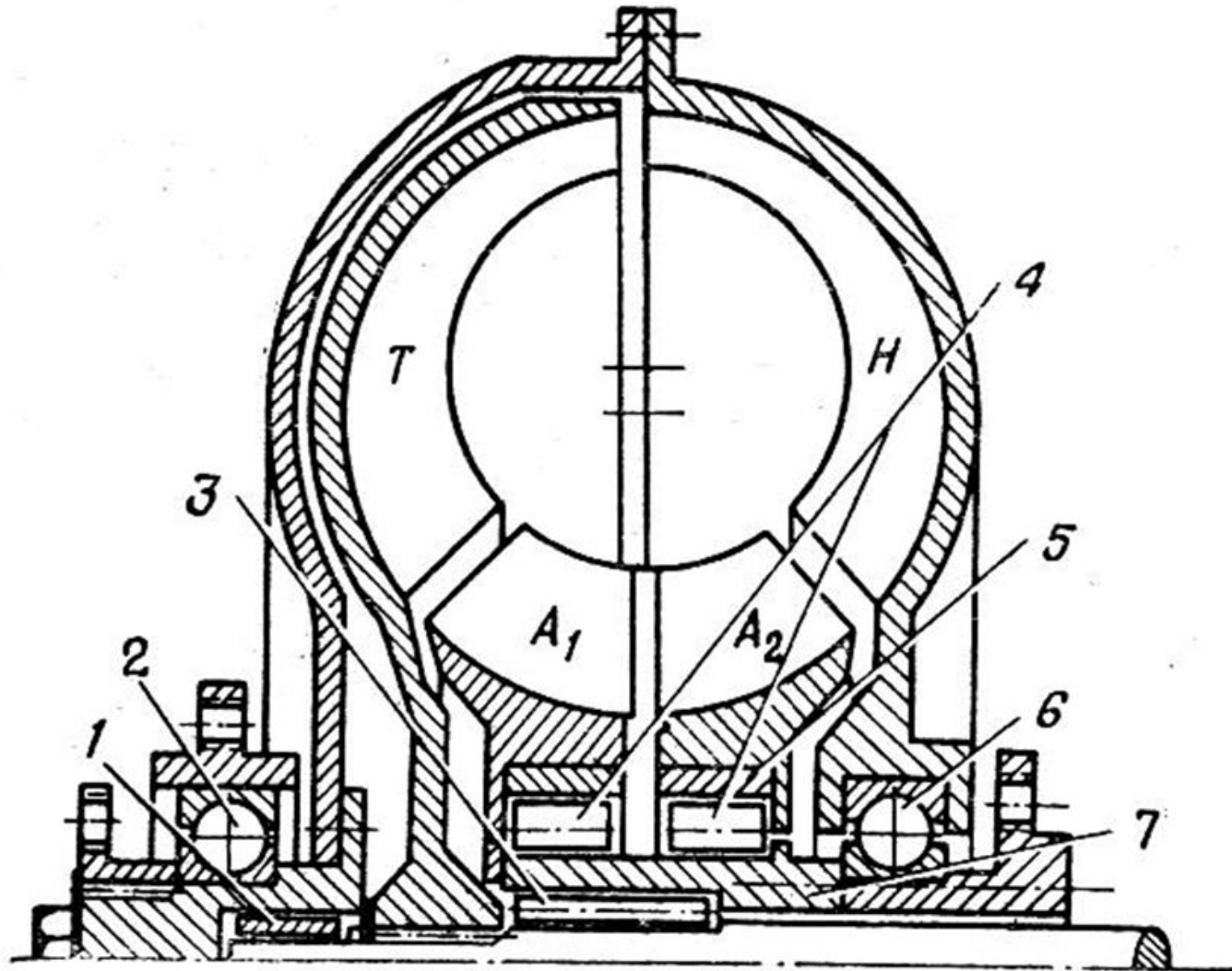


Рис. V.6. Характеристика полимерического гидротрансформатора

ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ



ОПОРЫ РАБОЧИХ КОЛЕС ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА



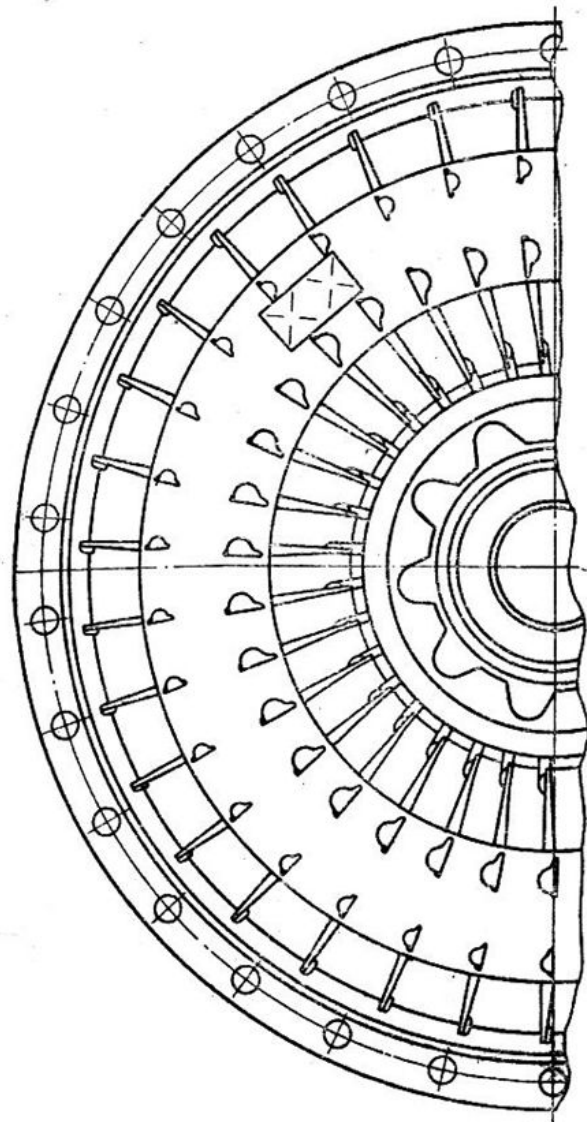


Рис. V.16. Крепление лопаток с помощью усиков

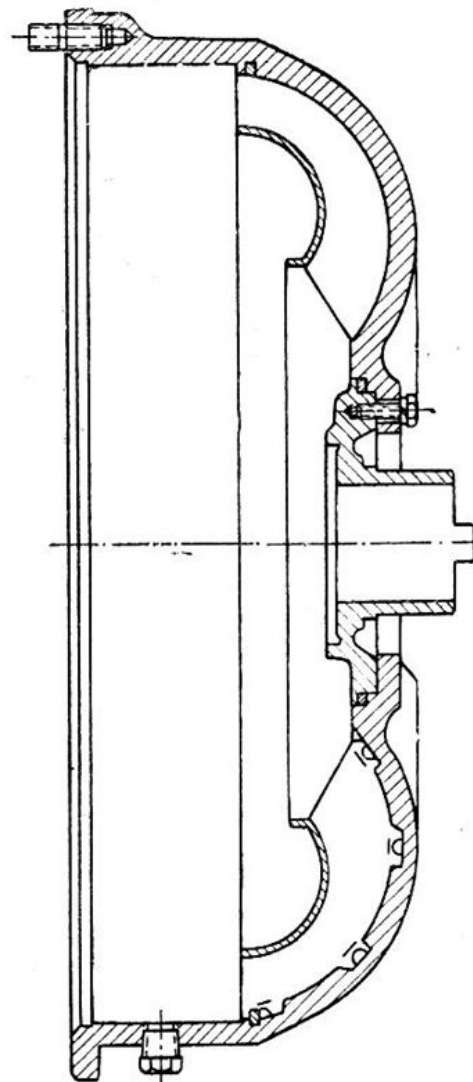
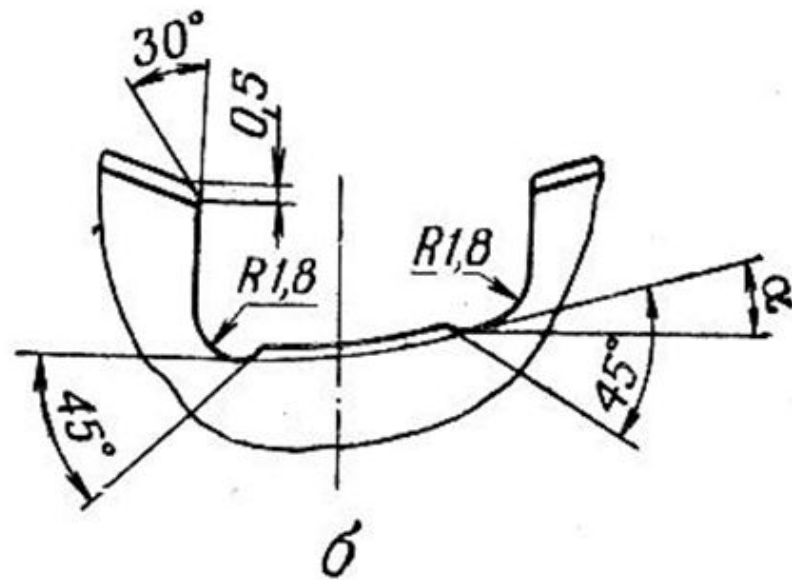
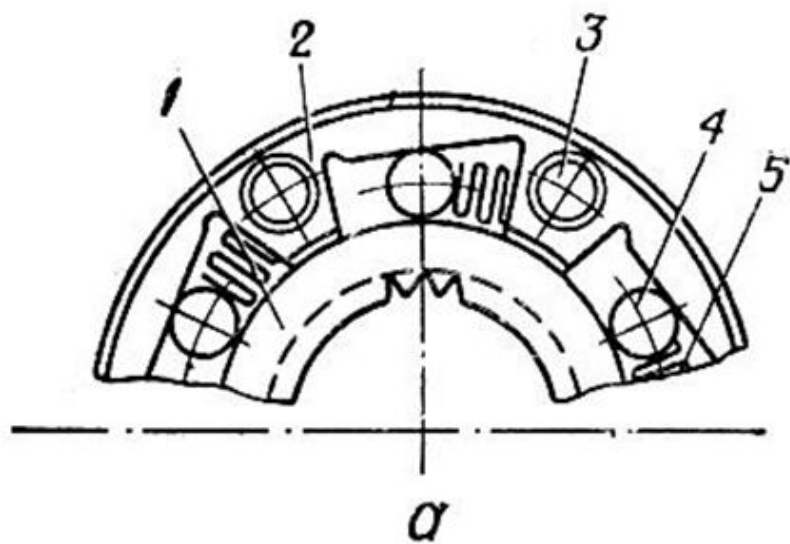
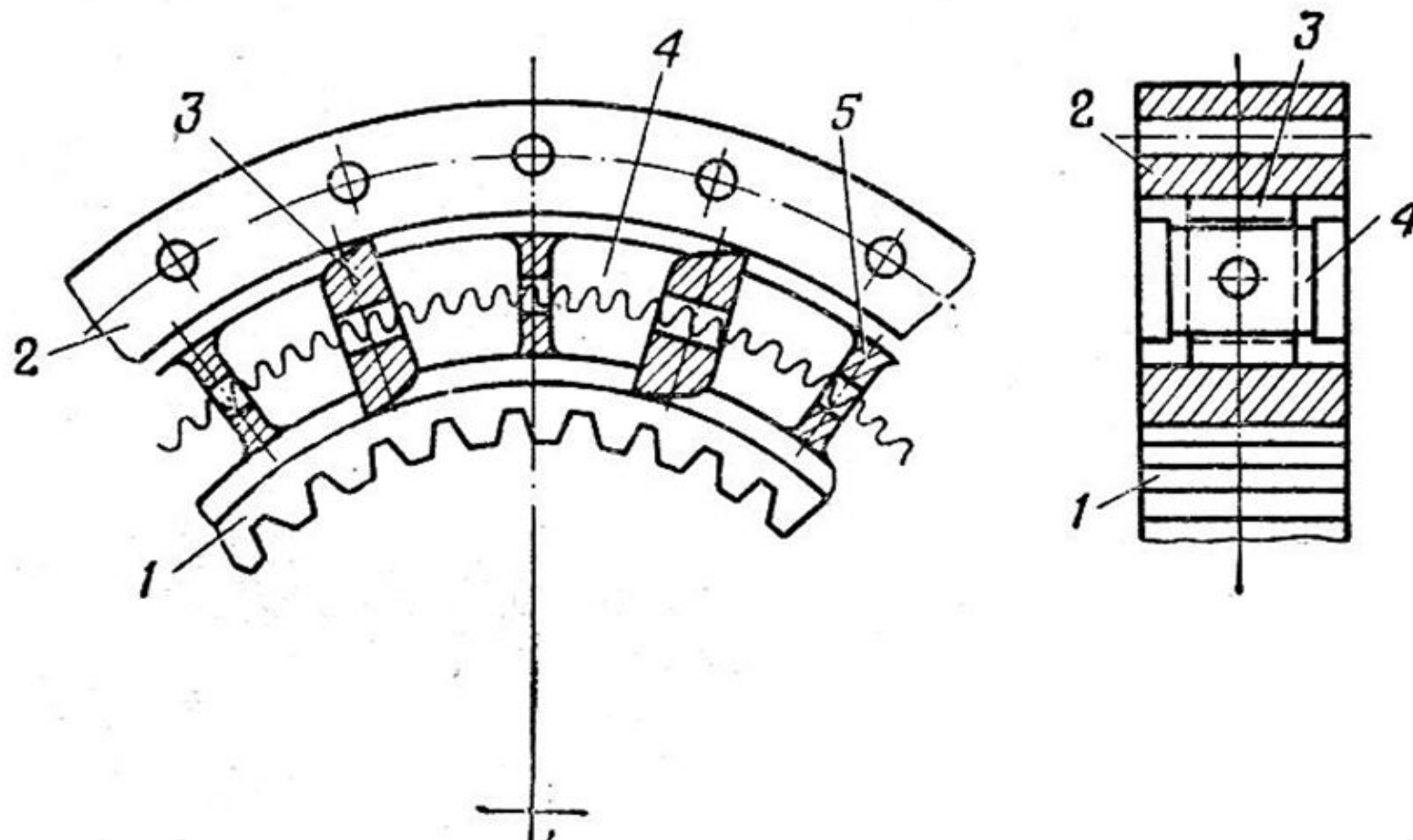


Рис. V.17. Крепление лопаток с помощью пазов и ушков

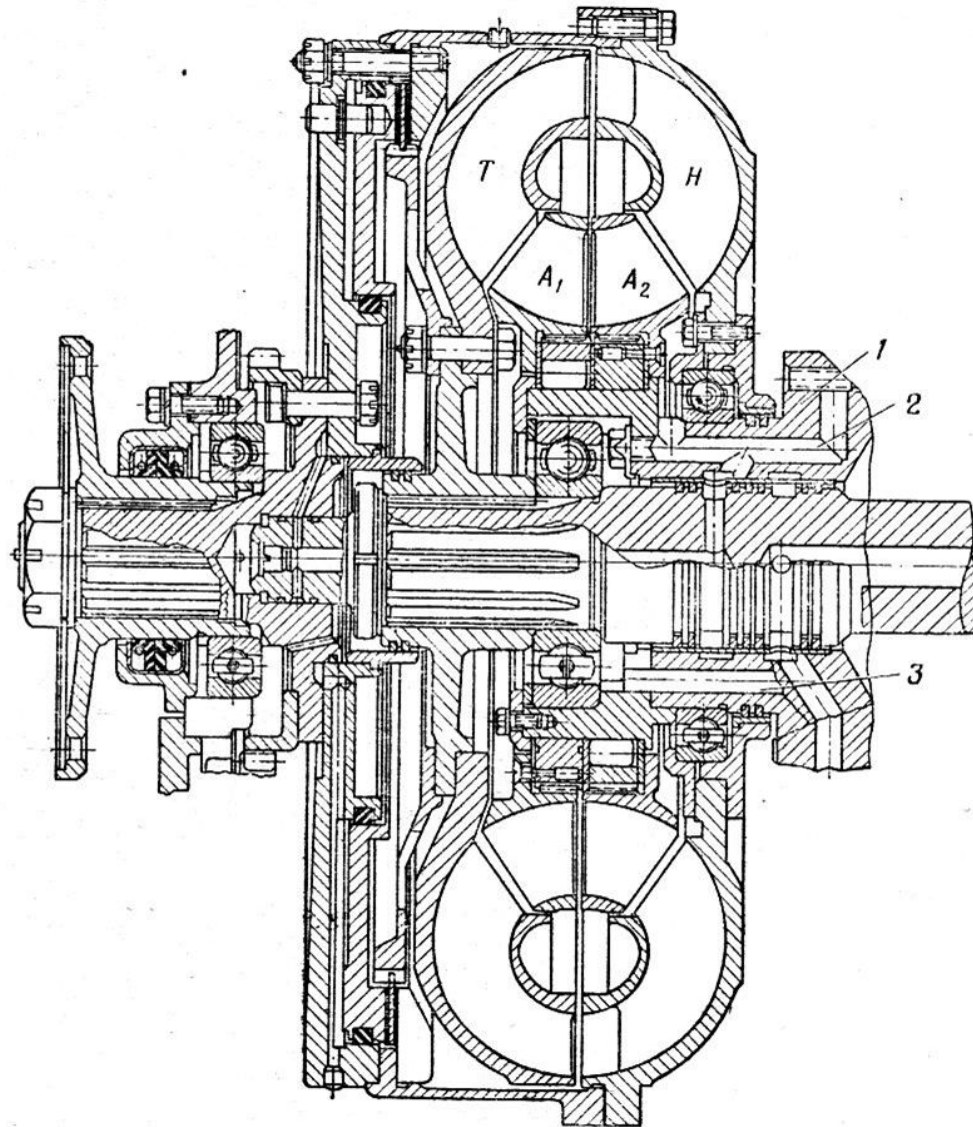
РОЛИКОВАЯ МУФТА СВОБОДНОГО ХОДА



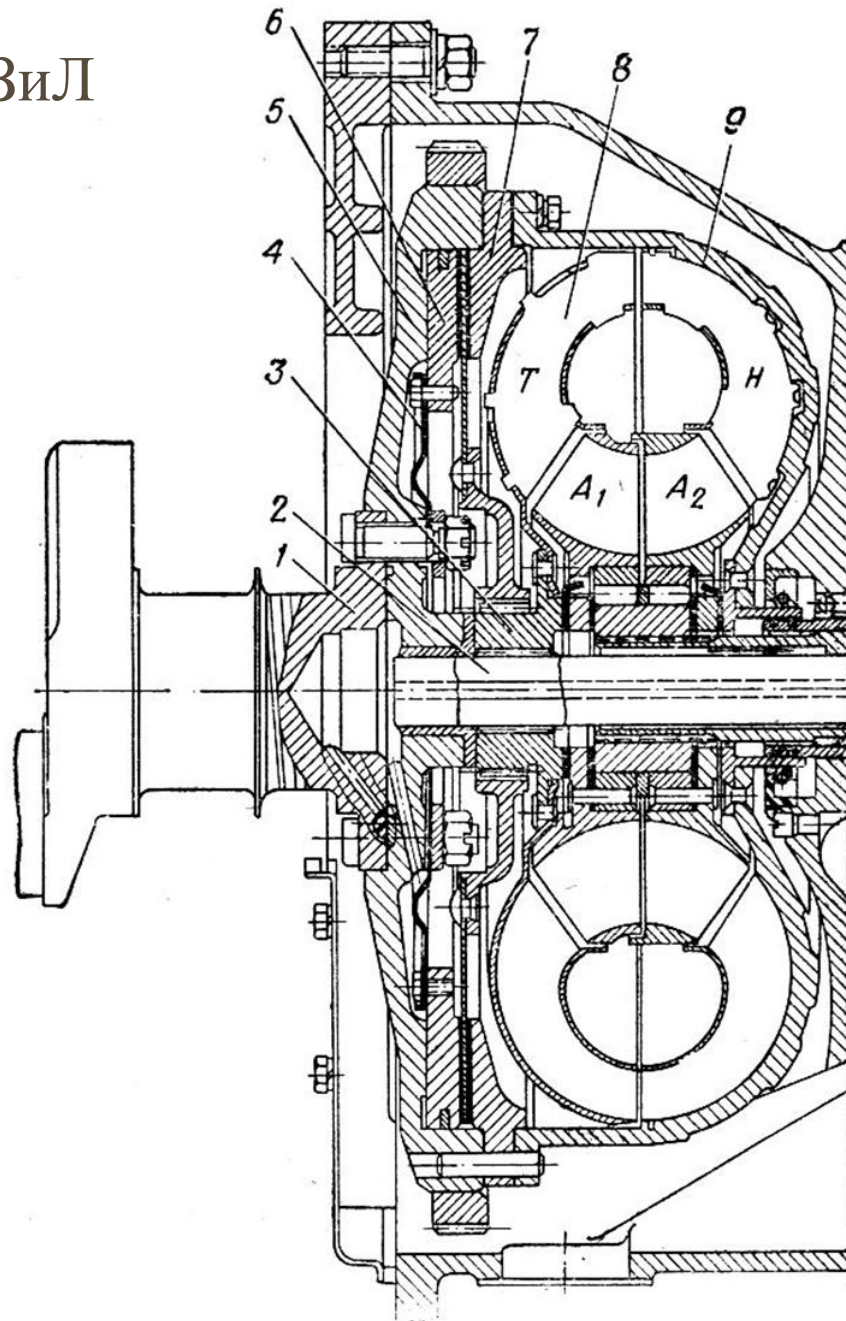
МУФТА СВОБОДНОГО ХОДА КУЛАЧКОВОГО ТИПА



ГИДРОТРАНСФОРМАТОР МАЗ



- Гидротрансформатор ЗиЛ



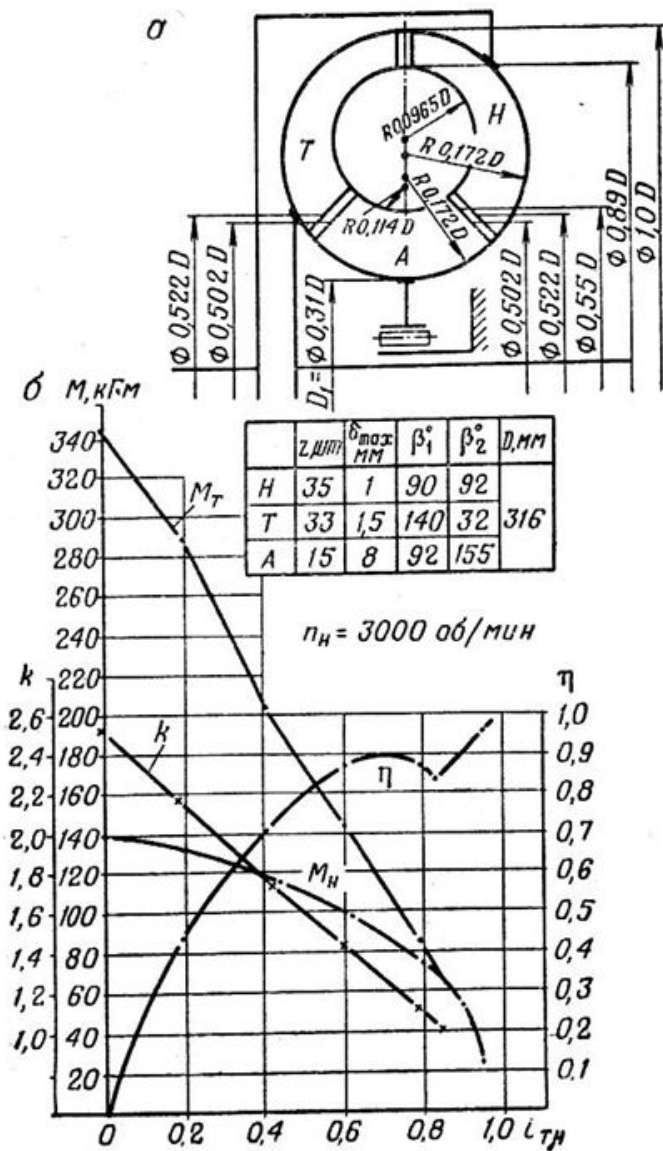


Рис. V.11. Гидротрансформатор автомобиля ГАЗ-13 «Чайка»

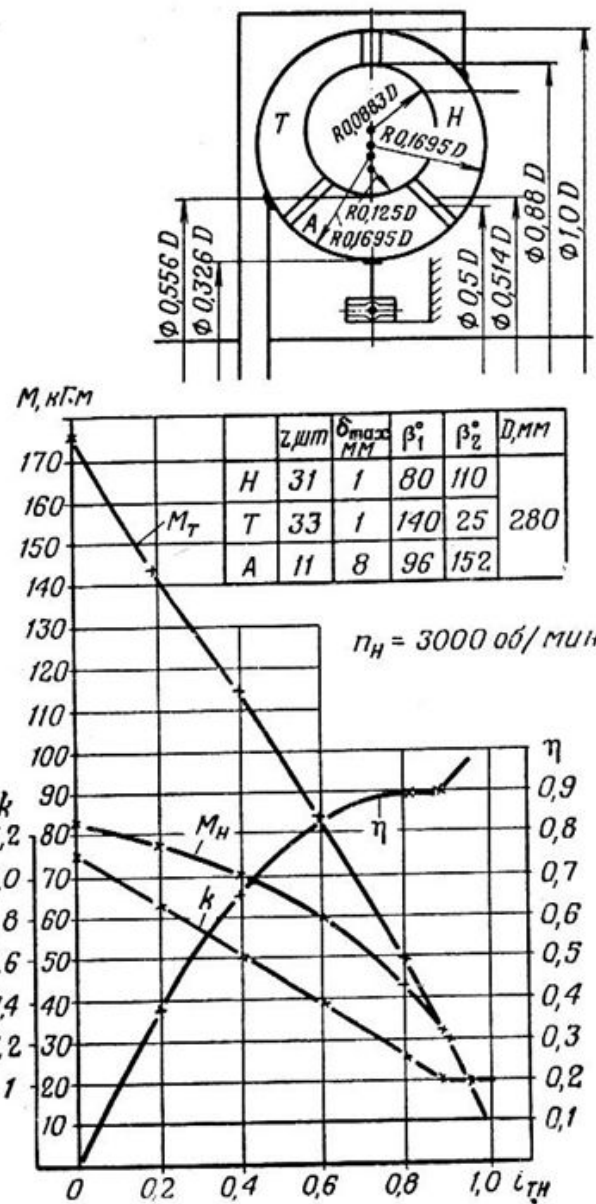
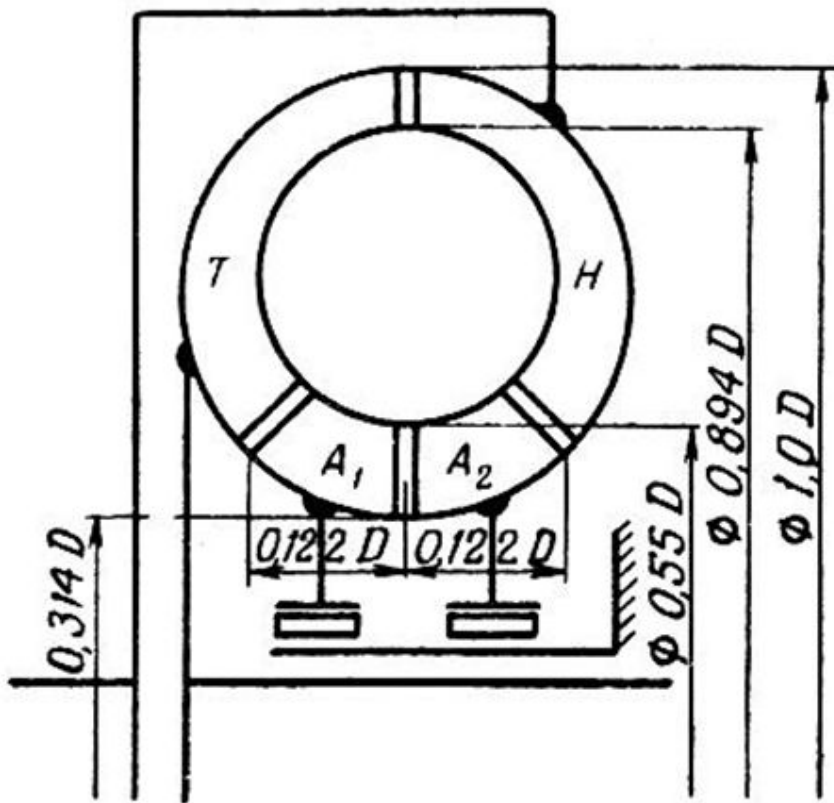


Рис. V.12. Гидротрансформатор автомобиля «Волга»

СХЕМА ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА ЗИЛ



	z, шт.	β_1°		β_2°		δ_{max} мм	D, мм
		По тору	По чаше	По тору	По чаше		
H	35	90	90	90	90	0,8	328
T	33	137	137	25	31	1	
A ₁	21	50	56	78	83	4,5	
A ₂	19	58	72	148	141	4,5	

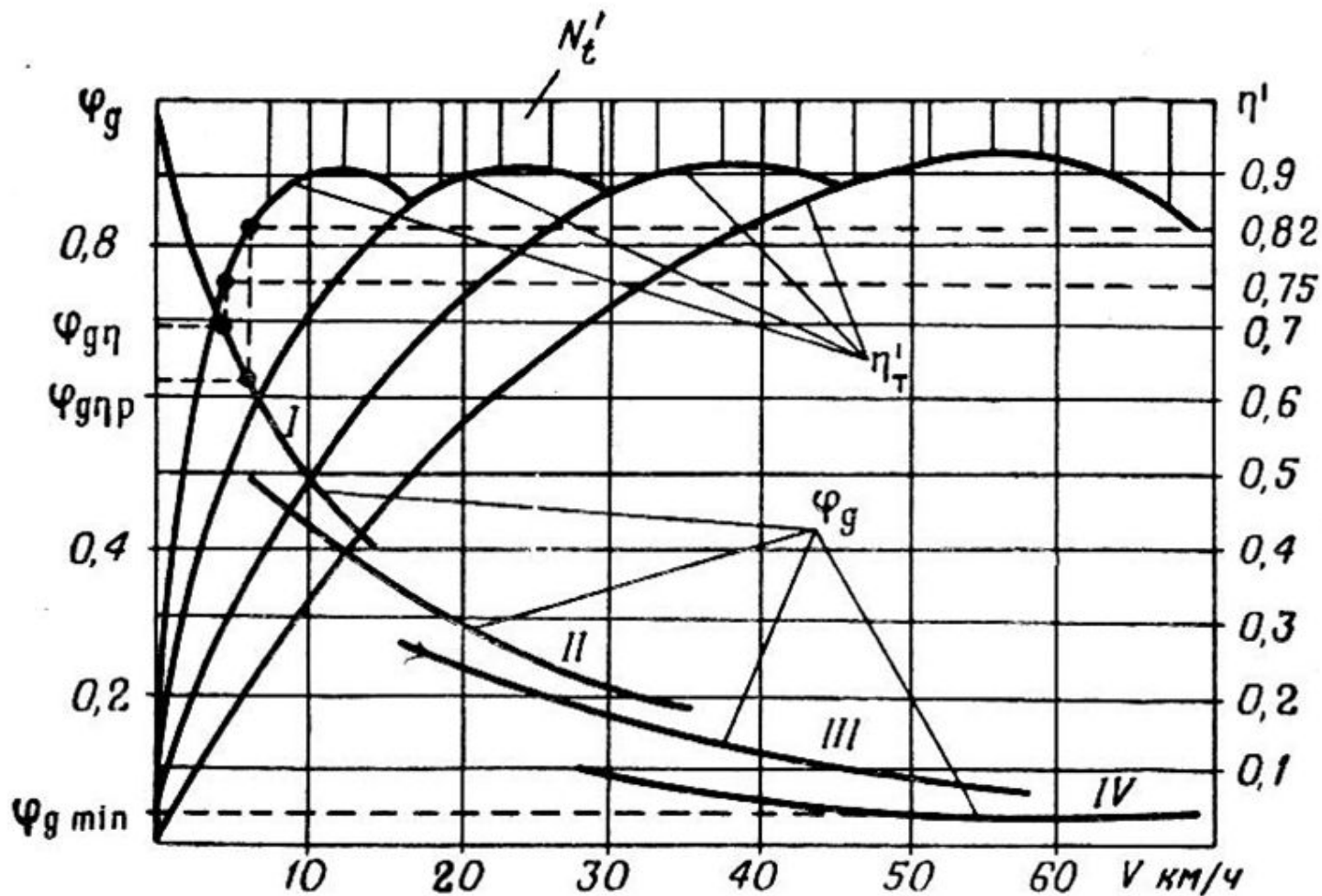
ГИДРОМЕХАНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА

Гидромеханическая коробка передач состоит из

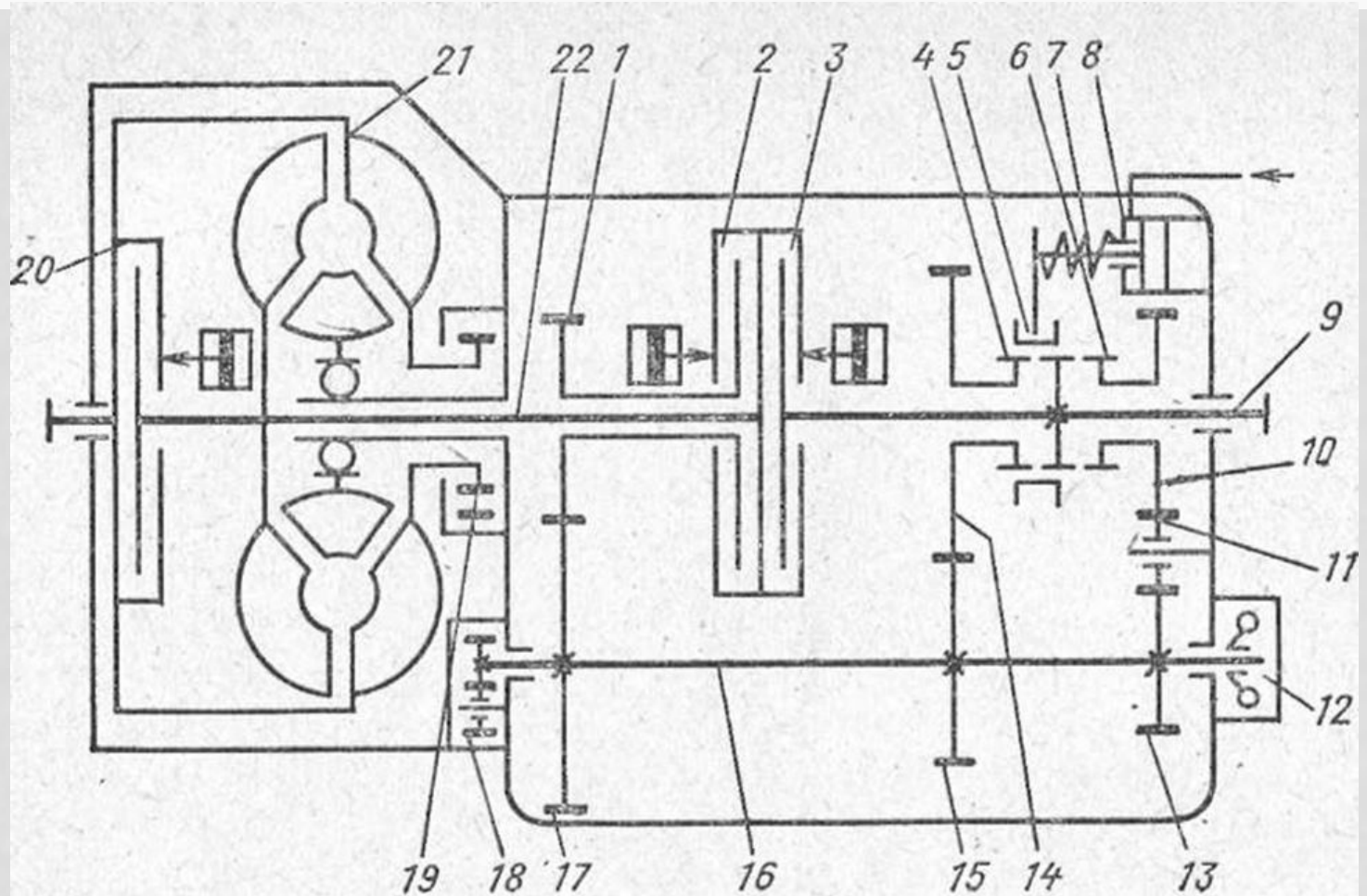
- гидротрансформатора,
- механической ступенчатой коробки передач с механизмами переключения,
- система управления.

Механические ступенчатые коробки передач выполняют планетарными или с неподвижными осями шестерен, а системы управления чаще всего гидравлическими или гидроэлектрическими.

ТЯГОВО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ГМП

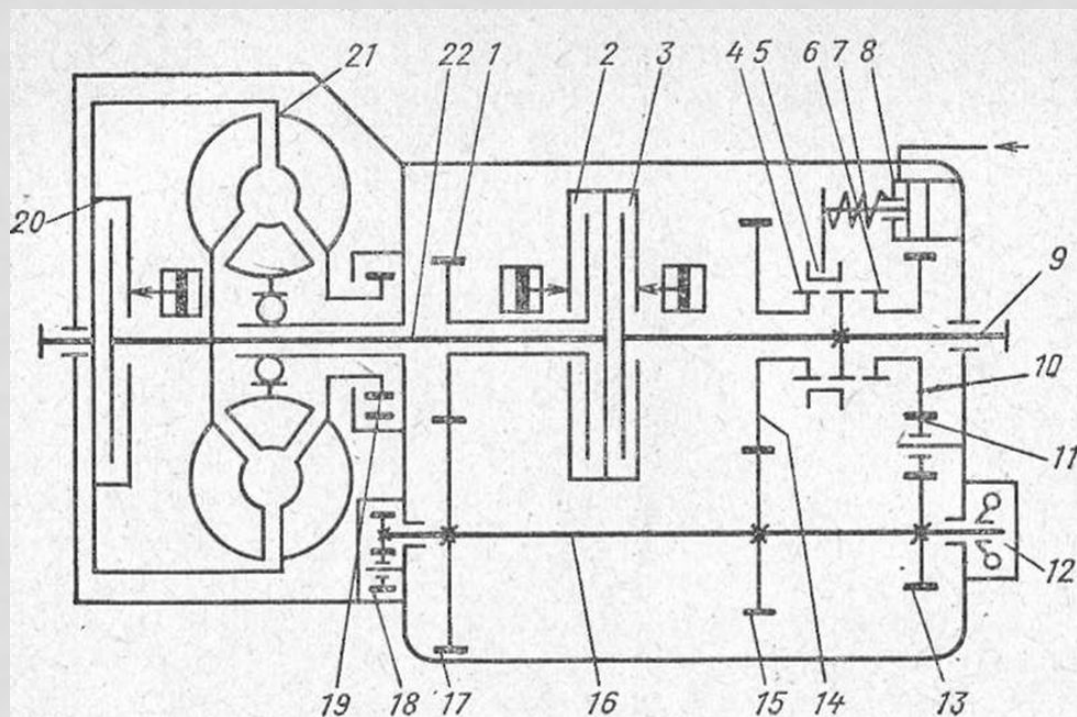


ΓΜΠ

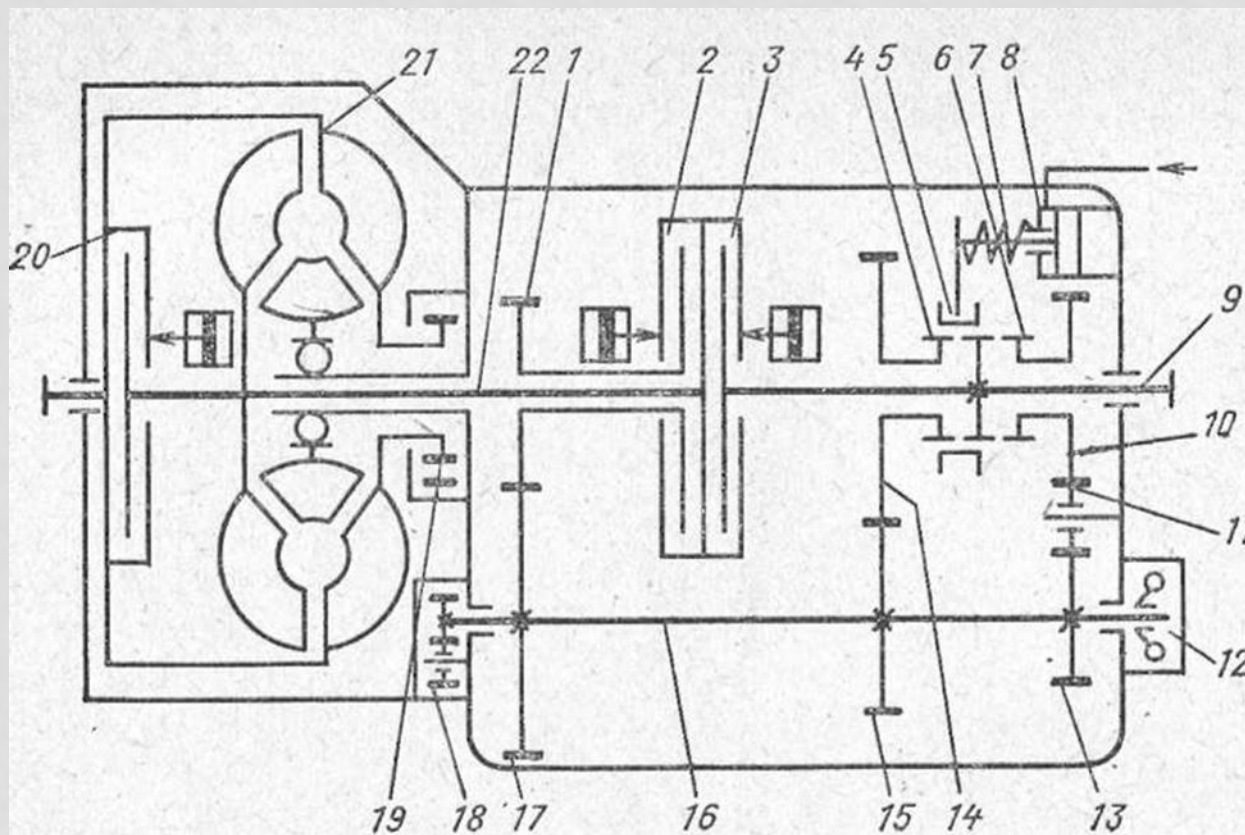


фрикционные сцепления 2, 3, 20 (фрикционы), зубчатые венцы 4 и 6, а также зубчатая муфта 5, перемещаемая через поводок пружиной 7 или сжатым воздухом, впускаемым в цилиндр 8. Кроме того, на схеме показаны передний 19 и задний 18 шестеренные насосы, а также центробежный регулятор 12.

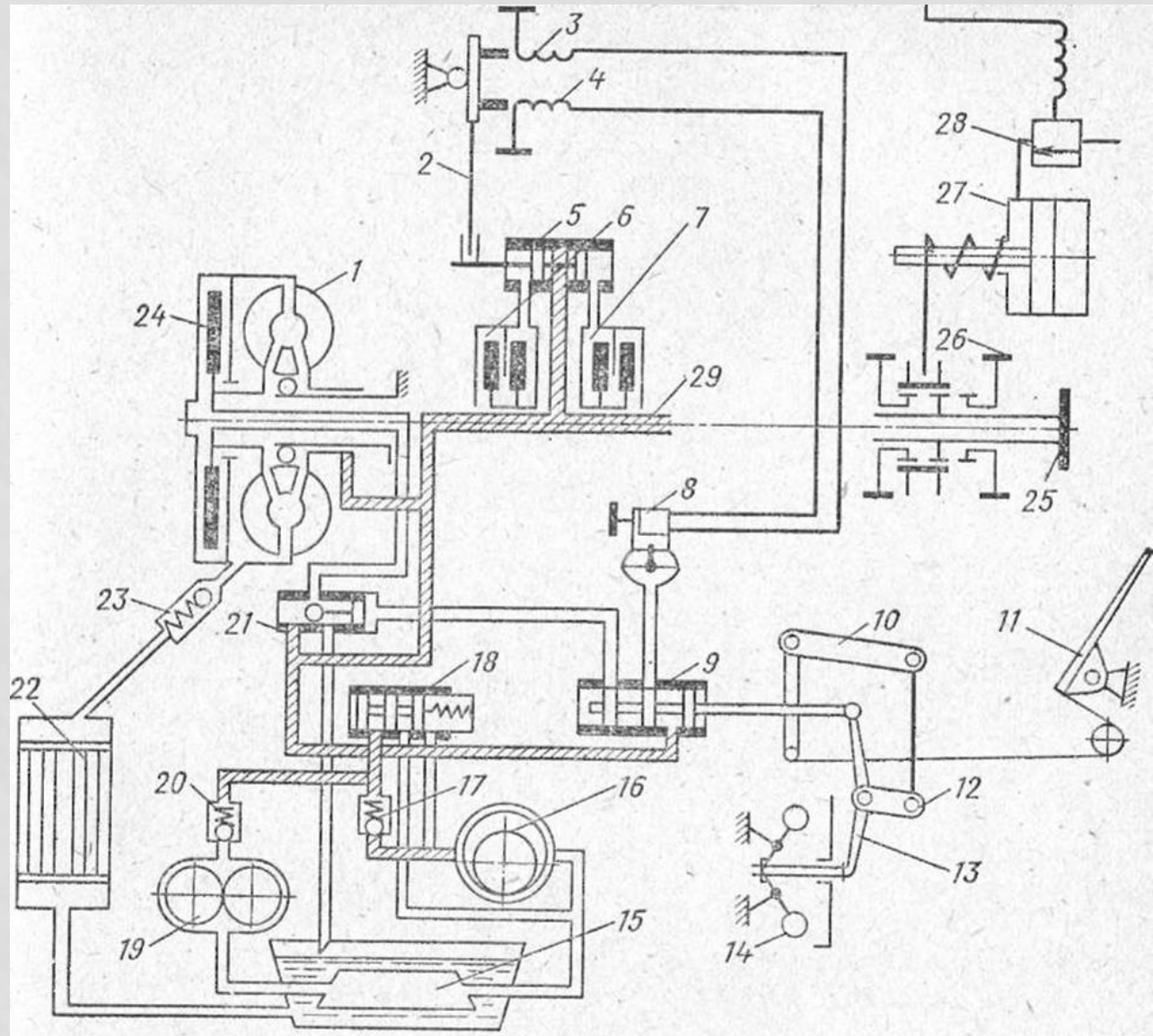
В нейтральном положении фрикционы 2, 3, 20 выключены, и крутящий момент на вал 9 не передается. На понижающей передаче системой управления включается фрикцион 2. Крутящий момент передается через гидротрансформатор, фрикцион 2, шестерни /, 17, 15 и 14, зубчатую муфту 5 на вторичный вал 9. Переключение на прямую передачу происходит автоматически, одновременным выключением фрикциона 2 и включением фрикциона 3.



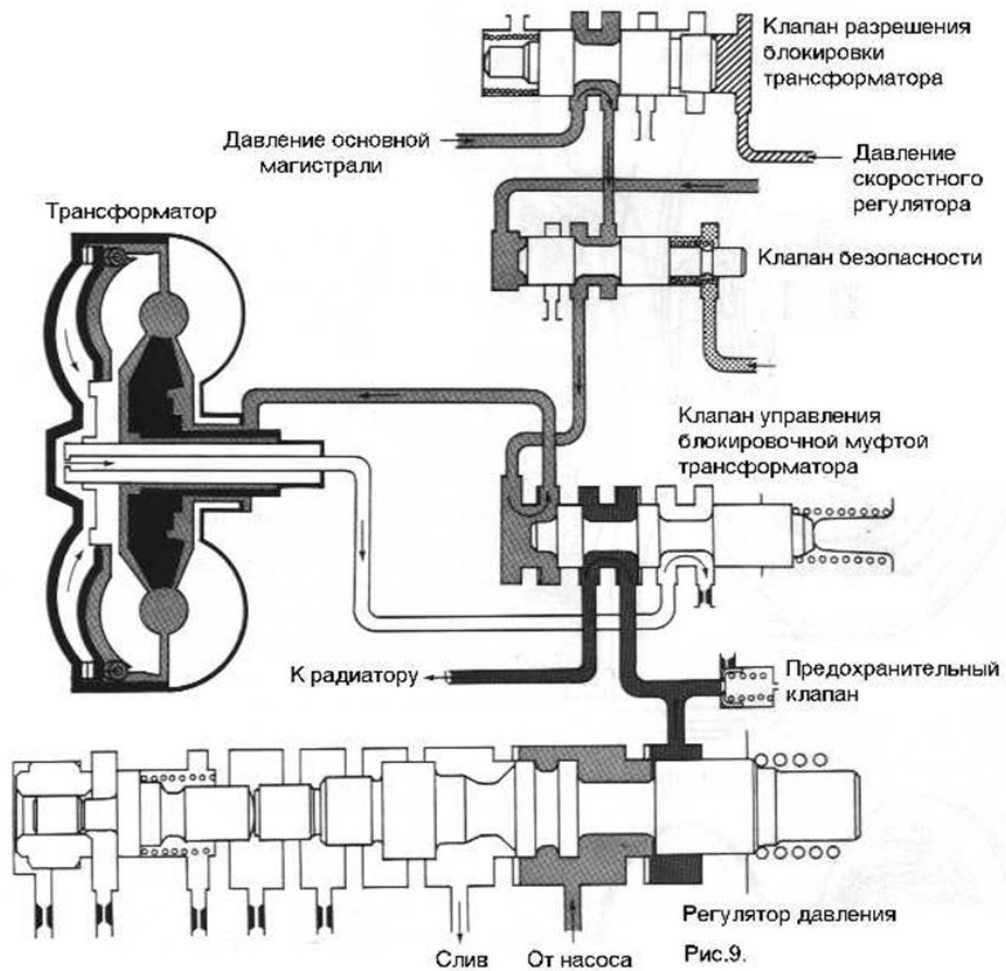
Момент от вала 22 передается через фрикцион 3 на вал 9. При включении фрикциона 20 соединяются насосное и турбинное колеса гидротрансформатора. Для движения задним ходом зубчатая муфта 5 перемещается в правое положение. Затем- включается фрикцион 2. Крутящий момент передается через гидротрансформатор, фрикцион 2, шестерни /, 17, 13,11,10, зубчатую муфту 5 на вторичный вал 9. Последний вращается в направлении, противоположном вращению вала 22.



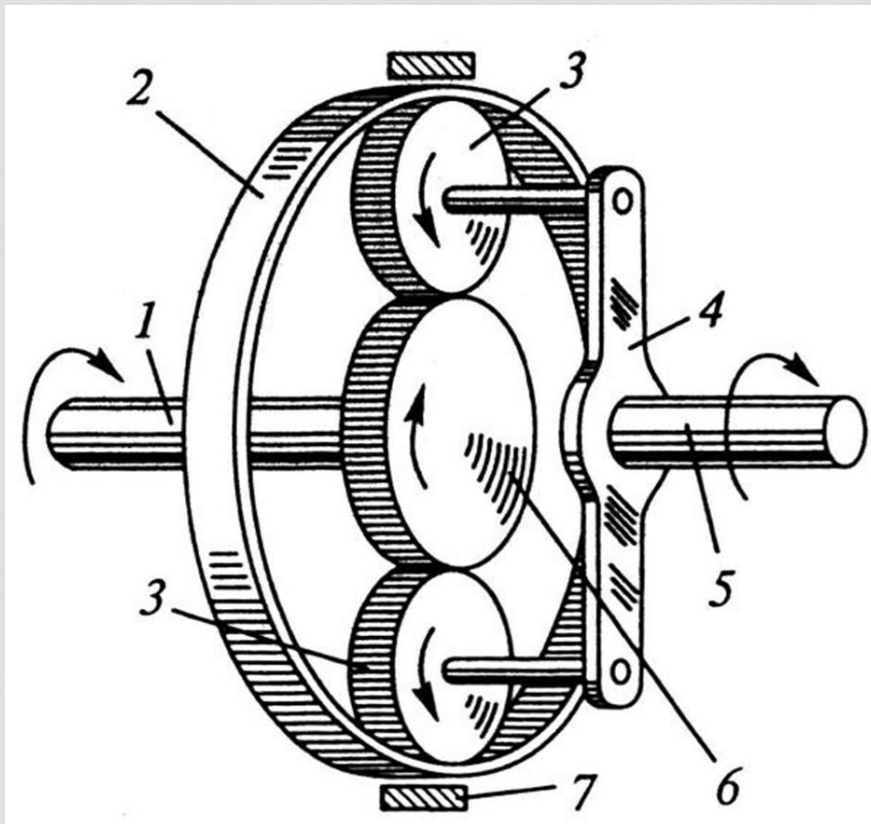
Гидроэлектрическая система управления коробки передач состоит из большого переднего 16 и малого заднего 19 шестеренных насосов; редукционного клапана 18; главного клапана 9 с микропереключателем 9; клапана блокировки 21; периферийных клапанов 5, управляемых соленоидами 3 и 4; центробежного (скоростного) регулятора 14, соединенного с главным клапаном 9 и педалью 11 подачи топлива (педаль является силовым регулятором); электропневматического клапана 28 цилиндра 27 включения заднего хода; радиатора 22 с клапаном слива 23.



СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ГМП



ЧАЩЕ ВСЕГО ИСПОЛЬЗУЮТСЯ ПЛАНЕТАРНЫЕ МЕХАНИЧЕСКИЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ



Планетарный механизм:

- 1 – ведущий вал;
- 2 – коронная шестерня;
- 3 – сателлиты;
- 4 – водило;
- 5 – ведомый вал;
- 6 – солнечная шестерня;
- 7 – тормоз

Передача крутящего момента с ведущего вала 1 на ведомый вал 5 возможна только при заторможенной коронной шестерне 2 при помощи ленточного тормоза 7 или многодискового «мокрого» сцепления.

В этом случае при вращении шестерни 6 сателлиты 3, перекатываясь по зубьям неподвижной шестерни 2, начнут вращаться вокруг своих осей и одновременно через водило 4 будут вращать ведомый вал 5.

При растормаживании шестерни 2 сателлиты 3, свободно перекатываясь по шестерне 6, будут вращать шестерню 2, а вал 5 будет оставаться неподвижным