

# Регулирование гидромуфт

Под регулированием гидромуфт следует понимать управляемое изменение скорости выходного вала или его крутящего момента.

Известны следующие **способы регулирования** гидромуфт:

- 1) изменением **частоты вращения вала** двигателя;
- 2) изменением **количества жидкости в рабочей полости** гидромуфты – **объемное регулирование**;
- 3) изменением **формы проточной части** или рабочей полости гидромуфты – **механическое регулирование**.

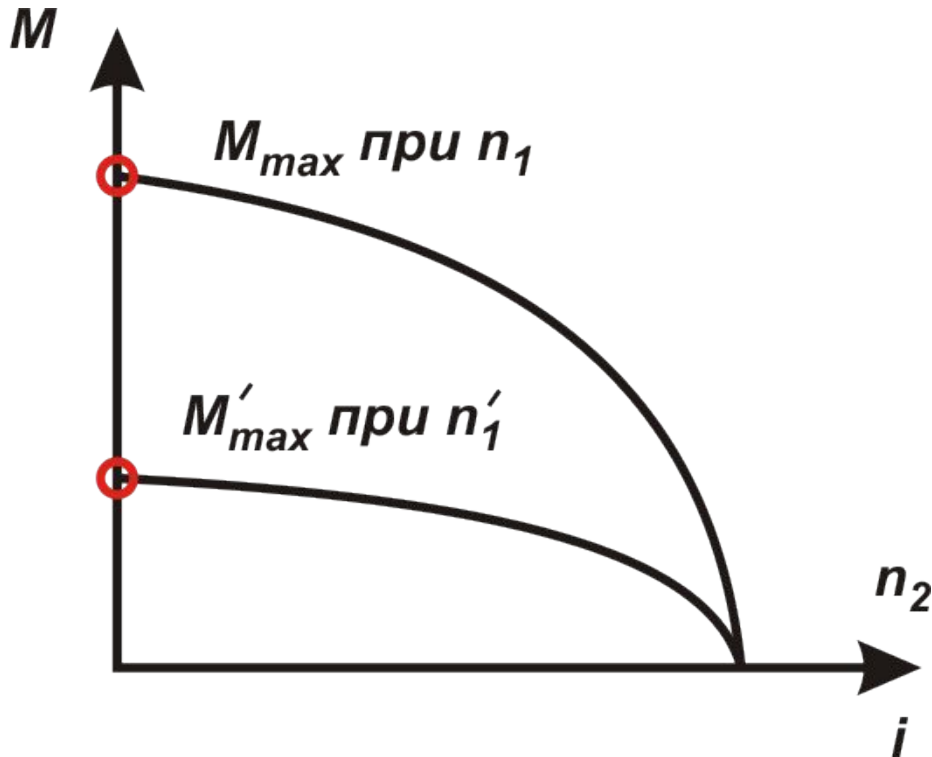
Гидромуфты, которые регулируются только при изменении частоты вращения вала двигателя, называют **нерегулируемыми**.

Гидромуфты, которые регулируются при постоянной частоте вращения вала двигателя, называют **регулируемыми**.

Таким образом, признаком регулируемости гидромуфты является наличие в конструкции управляемого извне устройства регулирования.

# Регулирование гидромуфт

Важнейшим теоретическим параметром гидромуфт является коэффициент глубины регулирования  $K_P$ .

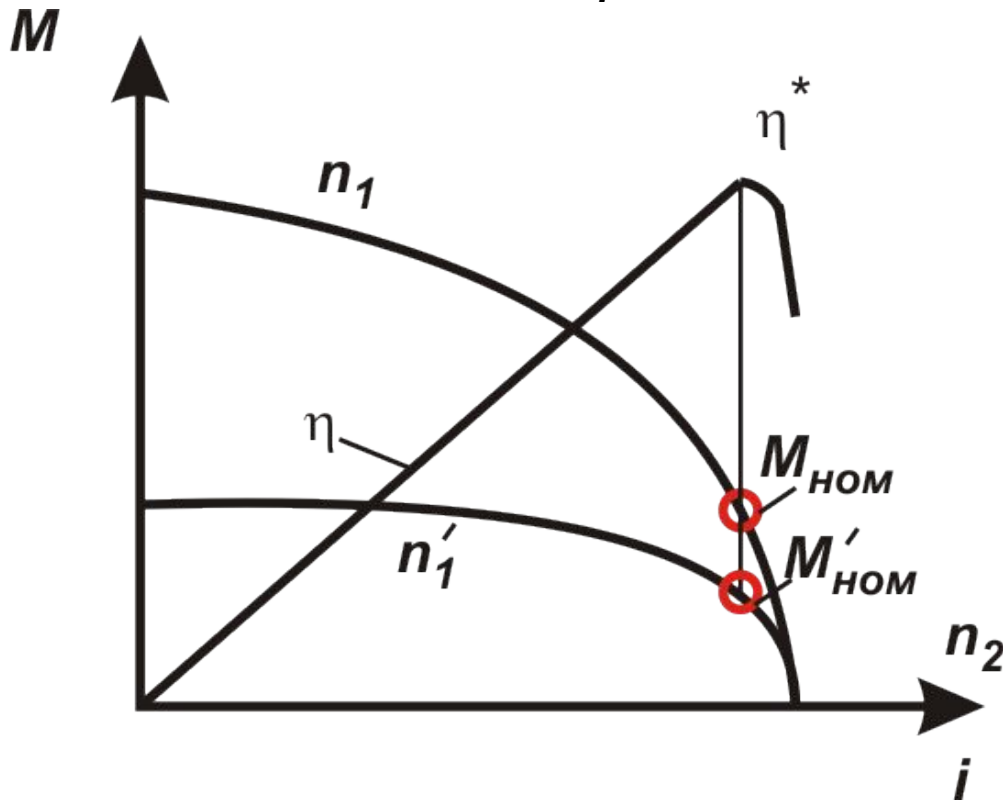


Этот коэффициент представляет собой отношение максимальных моментов на стоповом режиме при разной частоте вращения двигателя:

$$K_P = \frac{M_{MAX}}{M'_{MAX}}$$

# Регулирование гидромуфт

Важнейшим теоретическим параметром гидромуфт является коэффициент глубины регулирования  $K_P$ .



Фактически же коэффициент глубины регулирования следует определять по формуле:

$$K_{PФ} = \frac{M_{НОМ}}{M'_{НОМ}}$$

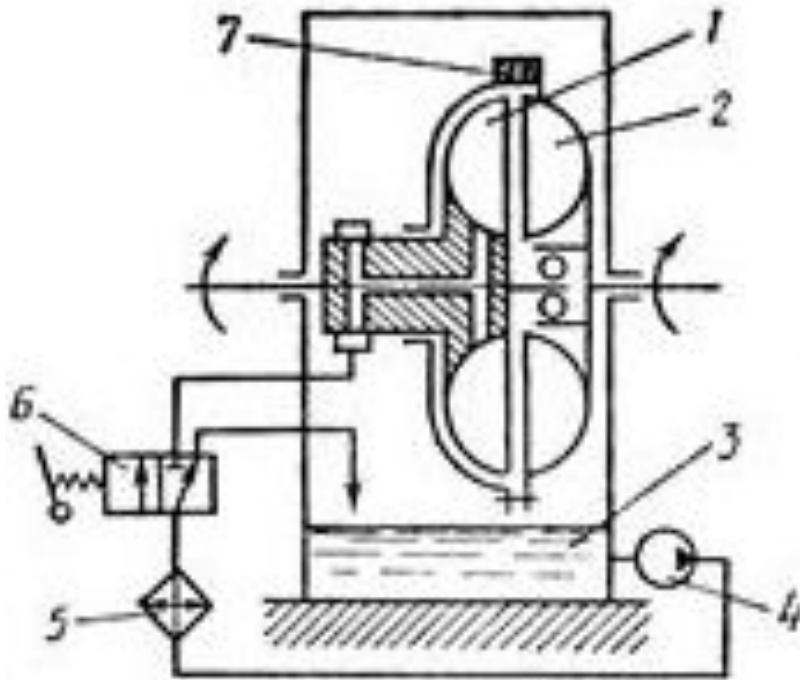
где  $M_{НОМ}$  и  $M'_{НОМ}$  – номинальные моменты при различной частоте вращения двигателя.

Из внешней характеристики видно, что фактический коэффициент глубины регулирования имеет меньшие значения по сравнению с теоретическим.

# Объемное регулирование гидромуфт.

## Работа гидромуфт с частичным заполнением.

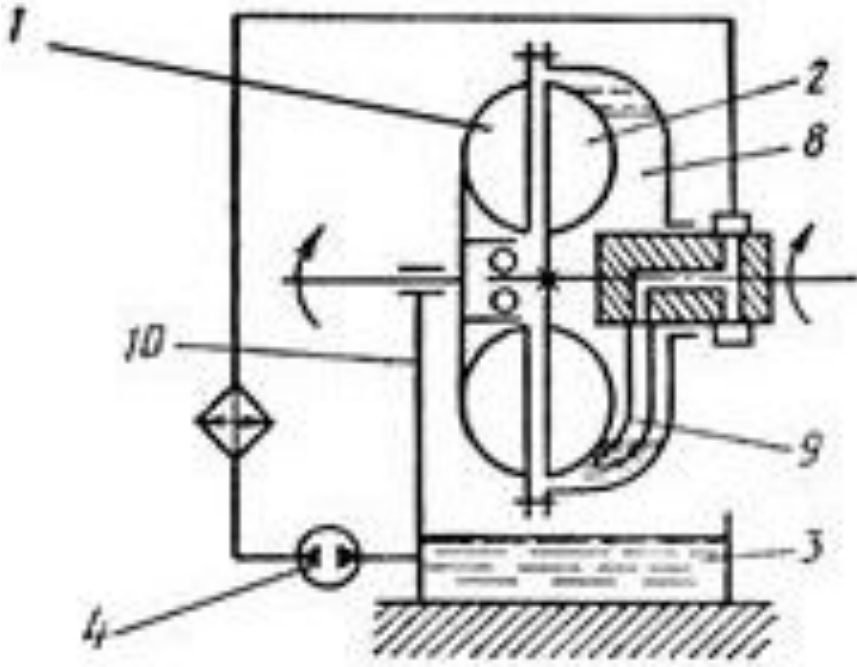
Существует несколько конструктивных разновидностей таких муфт



**Гидромуфта, регулируемая насосом** состоит из насосного 1 и турбинного 2 колес, расположенных внутри неподвижного масляного резервуара – кожуха 3. При работе гидромуфта теряет рабочую жидкость, вытекающую из рабочей полости через жиклеры (ниппели) 7 под действием центробежной силы, а необходимый объем рабочей жидкости в полости поддерживается питающим насосом 4. Насос 4 подает жидкость из масляного резервуара через теплообменник 5 на вход насосного колеса при включенном регулировочном золотнике 6. Управляя регулировочным золотником, изменяют заполнение рабочей полости гидромуфты. Это приводит к изменению передаваемого гидромуфтой крутящего момента передаточного

# Объемное регулирование гидромуфт.

## Работа гидромуфт с частичным заполнением.

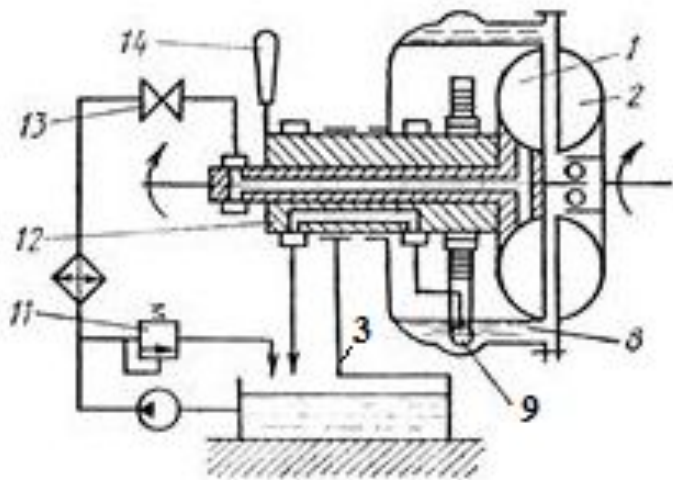


Гидромуфта, регулируемая насосом и неподвижной черпательной трубкой. За счет увеличения кожуха образуется дополнительная камера **8**, в которой вращается неподвижно закрепленная на валу турбинного колеса **2** черпательная трубка **9**. Дополнительная и рабочая полости муфты работают по принципу сообщающихся сосудов. Внешняя опора **10** является элементом основания – внешнего масляного резервуара **3**. Он связан через питающий насос двустороннего действия **4** и теплообменник с дополнительным объемом гидромуфты.

Управление гидромуфтой осуществляется насосом через коллектор.

# Объемное регулирование гидромуфт.

## Работа гидромуфт с частичным заполнением.



Гидромуфта, регулируемая насосом и подвижной черпательной трубкой, включает насосное **1** и турбинное **2** рабочие колеса, дополнительный объем **8** образуемый кожухом, подвижную относительно вала коллектора **12** черпательную трубку **9**, внешний масляный резервуар-основание **3** с внешней опорой. Дополнительная и рабочая полости муфты являются сообщающимися сосудами.

Отвод жидкости из рабочей полости осуществляется под действием напора в дополнительном объеме через черпательную трубку. При этом чем больше заглублена трубка, тем интенсивнее отводится рабочая жидкость. Заглубление черпательной трубки регулируется поворотом зубчатого сектора коллектора рукояткой управления **14**. Отводимая рабочая жидкость сливается во внешний резервуар. Подача рабочей жидкости в гидромуфту осуществляется питающим насосом из внешнего резервуара через теплообменник, коллектор на валу насосного колеса и далее по каналам вала до входа в насосное колесо. Закрытием вентиля **13** прекращается подача жидкости в гидромуфту и рабочая жидкость от насоса сливается во внешний резервуар через перепускной клапан **11**.

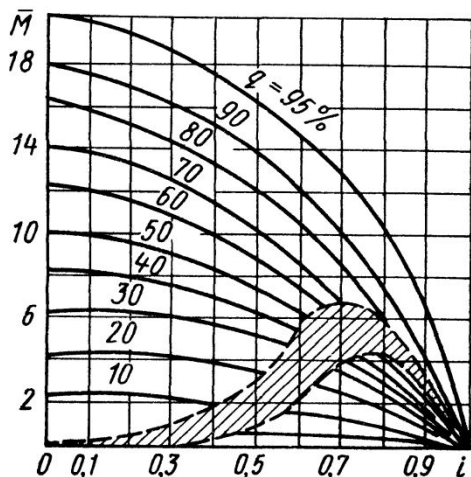
# Объемное регулирование гидромуфт.

## Работа гидромуфт с частичным заполнением.

Принцип регулирования в гидромуфтах переменного наполнения основан на изменении величины расхода циркулирующей жидкости  $Q$ . А так как передаваемый крутящий момент пропорционален  $Q$ :

$$M_H = \rho Q_H (v_{uH2} r_{H2} - v_{uT2} r_{T2}) ,$$
$$-M_T = \rho Q_T (v_{uT2} r_{T2} - v_{uH2} r_{H2})$$

то при изменении количества жидкости, циркулирующей в межлопаточном пространстве гидромуфты, меняется величина этого момента.

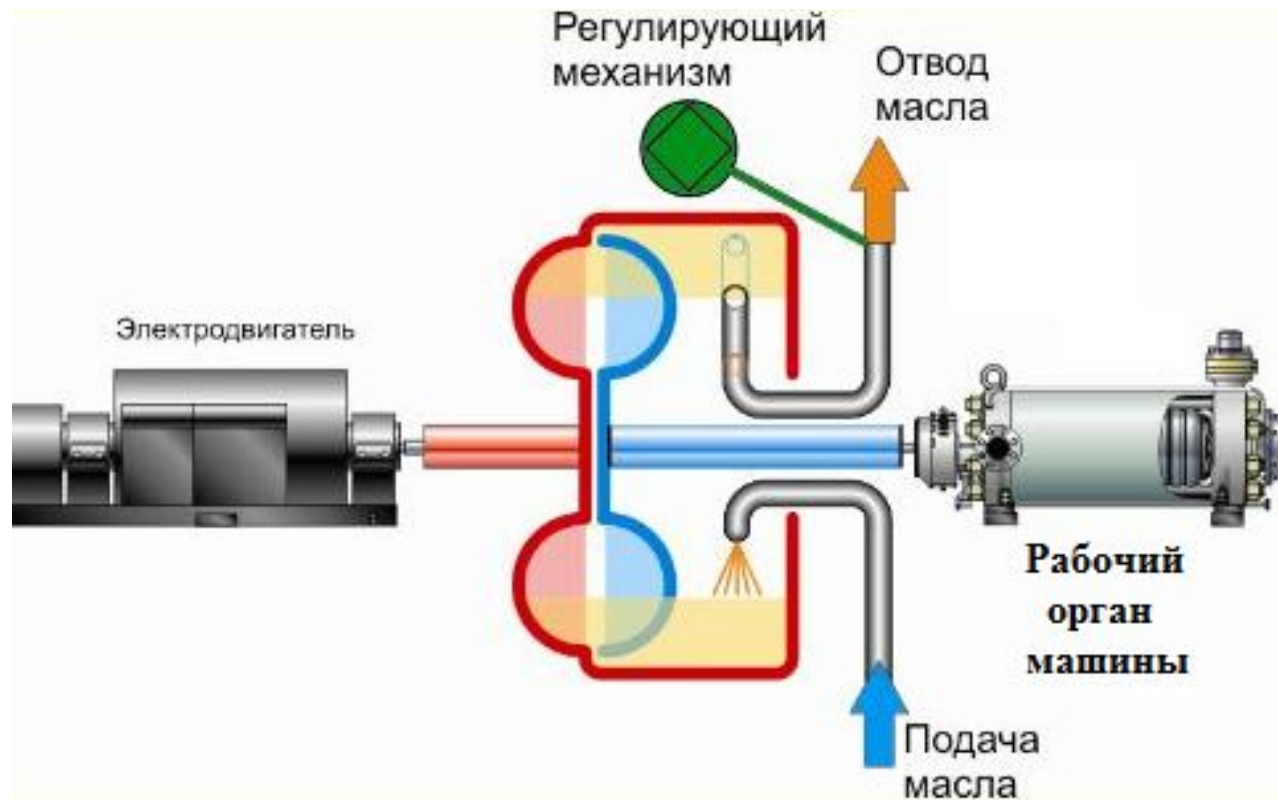


Характеристика гидромуфты переменного наполнения представляет собой множество линий  $M = f(i)$ , каждая из которых соответствует определенной степени заполнения муфты.

Относительная характеристика гидромуфты

# Объемное регулирование гидромуфт.

## Работа гидромуфт с частичным заполнением.



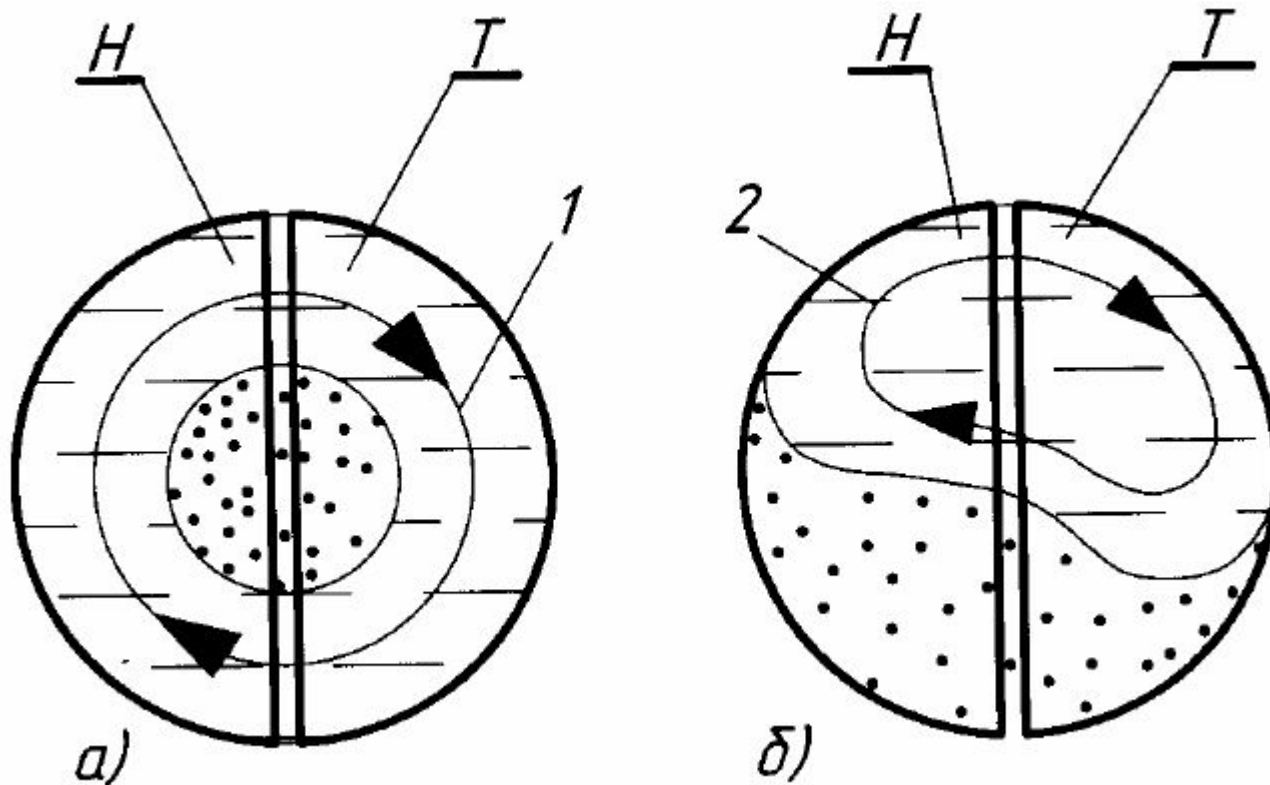
Изменение момента происходит за счет изменения расхода и радиусов входа и выхода жидкости на лопасти. Однако при эксплуатации частично заполненных гидромуфт было обнаружено, что при определенной нагрузке начиналась неустойчивая работа, возникали колебания, и вся установка попадала в резонанс. Это явление оказалось тесно связанным с процессом объемного регулирования.



# Объемное регулирование гидромуфт.

## Работа гидромуфт с частичным заполнением.

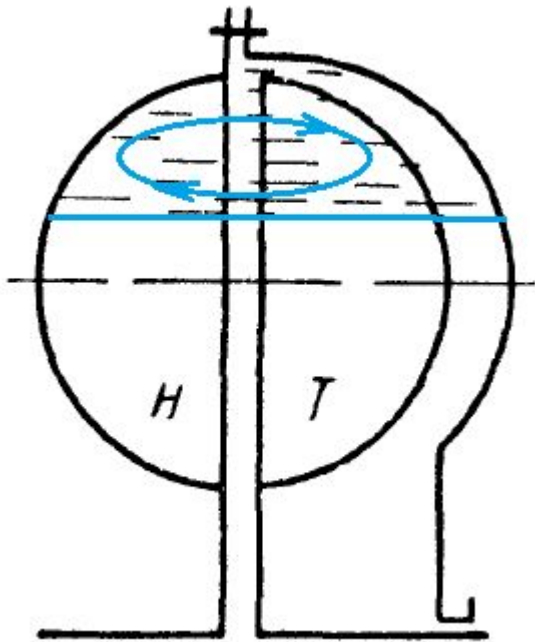
При использовании гидромуфт необходимо учитывать, что у них возможны два круга циркуляции жидкости. Так, если заполнение значительно (близко к 100%), то жидкость циркулирует по контуру, изображенному на рис. а. При малом заполнении гидромуфты циркуляция осуществляется по схеме на рис. б.



# Объемное регулирование гидромуфт.

## Работа гидромуфт с частичным заполнением.

Рассмотрим особенности рабочего процесса в гидромуфте при объемном регулировании. Заполнение гидромуфты на 50% представляет собой особенно опасный случай с точки зрения возникновения неустойчивости.



При холостом ходе ( $n_1 = n_2$ ) жидкость в рабочей полости располагается на одном уровне.

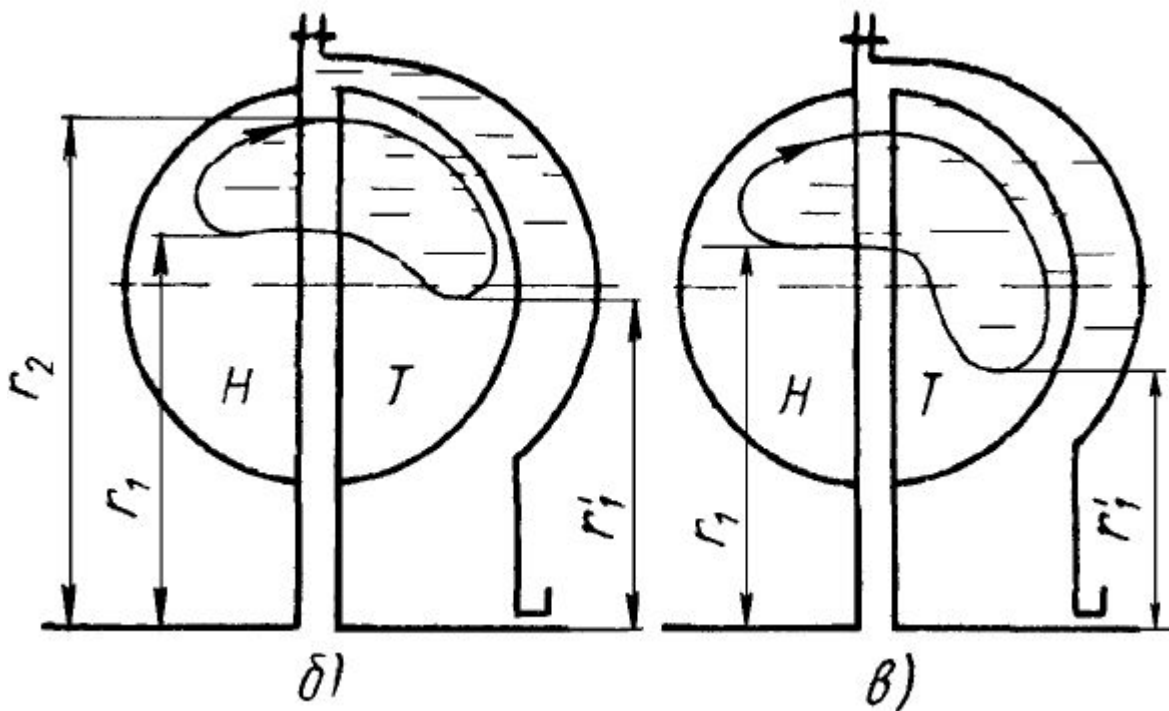
Реализуется малый контур движения потока

Циркуляция в гидромуфтах при частичном заполнении ( $q=50\%$ ) при  $s = 0$

# Объемное регулирование гидромуфт.

## Работа гидромуфт с частичным заполнением.

Рассмотрим особенности рабочего процесса в гидромуфте при объемном регулировании. Заполнение гидромуфты на 50% представляет собой особенно опасный случай с точки зрения возникновения неустойчивости.



С увеличением скольжения до номинального и затем более номинального ( $s = 5 \div 10\%$ ) траектория движения частиц жидкости изменяется, и частицы приближаются на стороне турбины к оси вращения гидромуфты. Радиусы  $r_1$  и  $r_2$  соответствуют положению средней струйки на номинальном режиме работы (см. рис. б).

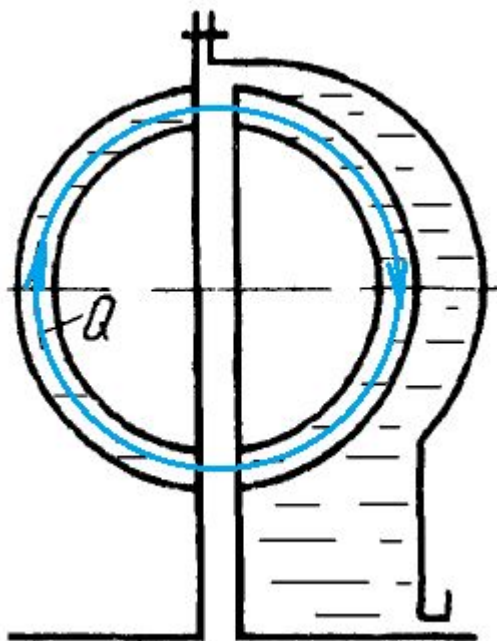
Циркуляция в гидромуфтах при частичном заполнении ( $q=50\%$ ) при  $s = 5 \dots 10\%$  (б) и при  $s = 30 \dots 35\%$  (в)

Реализуется малый контур движения потока

# Объемное регулирование гидромуфт.

## Работа гидромуфт с частичным заполнением.

Рассмотрим особенности рабочего процесса в гидромуфте при объемном регулировании. Заполнение гидромуфты на 50% представляет собой особенно опасный случай с точки зрения возникновения неустойчивости.



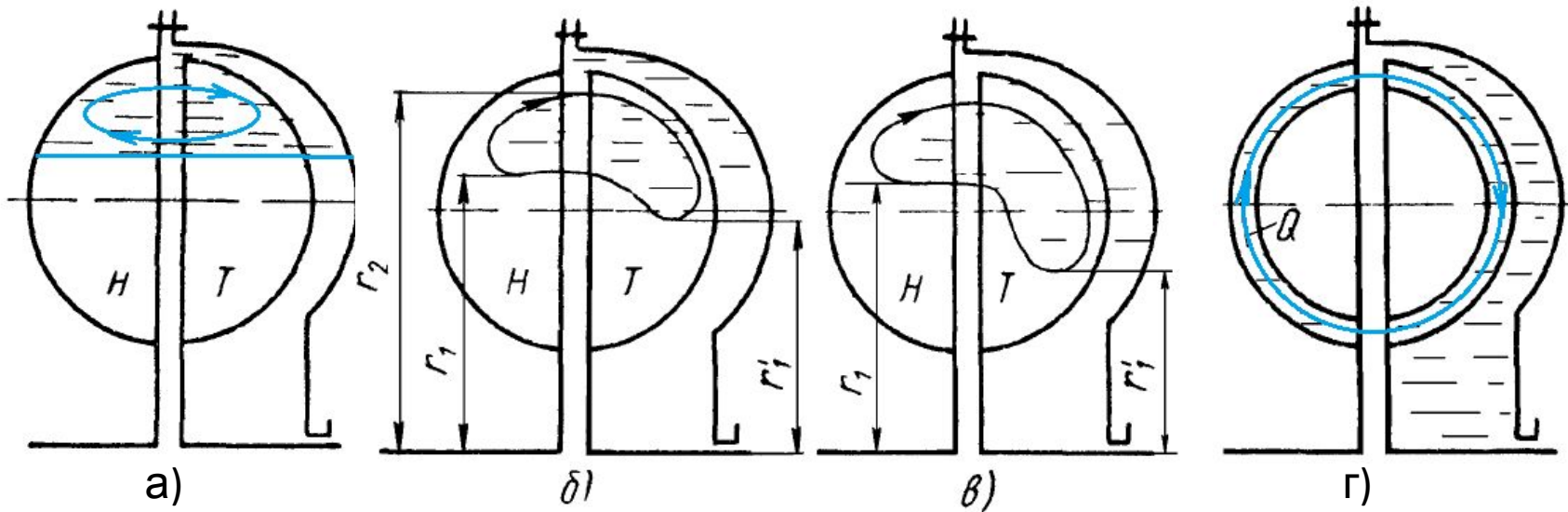
При скольжениях  $s > 40\div 45\%$  происходит скачкообразная перестройка потока с резким возрастанием крутящего момента.

Реализуется большой контур движения потока

Циркуляция в гидромуфтах при частичном заполнении ( $q=50\%$ ) при  $s > 45\%$

# Объемное регулирование гидромуфт.

## Работа гидромуфт с частичным заполнением.



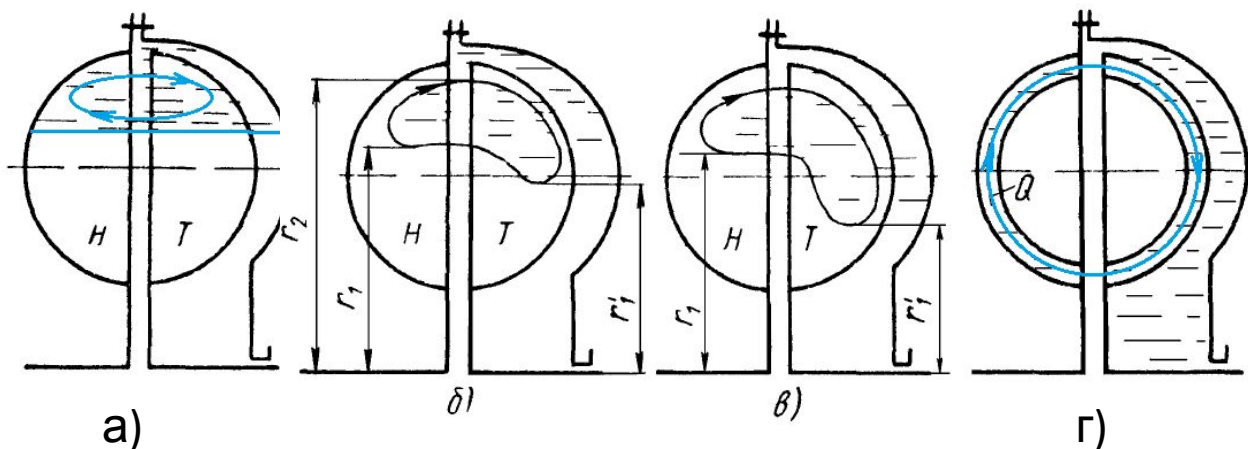
Циркуляция в гидромуфтах при частичном заполнении ( $q=50\%$ ) при  $s = 0\%$  (а),  $s = 5 \dots 10\%$  (б),  $s = 30 \dots 35\%$  (в),  $s > 45\%$  (г)

Неустойчивый режим работы муфты связан с переходом с малого контура движения потока на большой. Переход происходит скачкообразно, сопровождаясь изменением момента. При этом резко возрастает момент, поскольку радиус  $r_1$  входа жидкости в насос уменьшается:

$$M_H = \rho Q_H (v_{u2} r_2 - v_{u1} r_1)$$

# Объемное регулирование гидромуфт.

## Работа гидромуфт с частичным заполнением.



Циркуляция в гидромуфтах при частичном заполнении ( $q=50\%$ ) при  $s = 0\%$  (а),  $s = 5...10\%$  (б),  $s = 30...35\%$  (в),  $s > 45\%$  (г)

$$M_H = \rho Q_H (v_{u2} r_2 - v_{u1} r_1)$$

$$r_1 \downarrow \Rightarrow M_H \uparrow$$

Согласно законам подобия для лопастных машин.

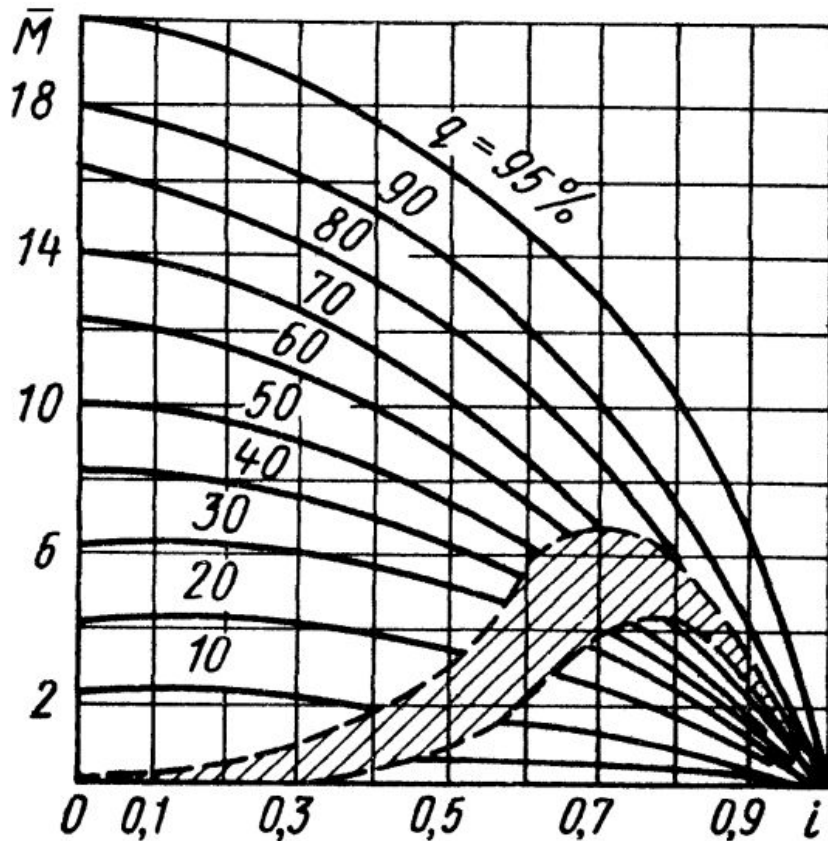
$$M = \lambda \rho \omega^2 D^5$$

где  $\lambda$  - коэффициент гидравлического момента

Поэтому увеличение момента вызывает увеличение числа оборотов на турбинном колесе, что в свою очередь увеличивает центробежные силы и жидкость переходит на малый контур циркуляции. При этом момент уменьшается, уменьшаются центробежные силы, что приводит к переходу движения жидкости по большому контурному циклу. Эти колебания момента и частоты вращения турбины незатухающие, в результате чего работа гидромуфты неустойчивая.

# Объемное регулирование гидромффт.

## Работа гидромффт с частичным заполнением.



Зона неустойчивой работы выделена штриховкой

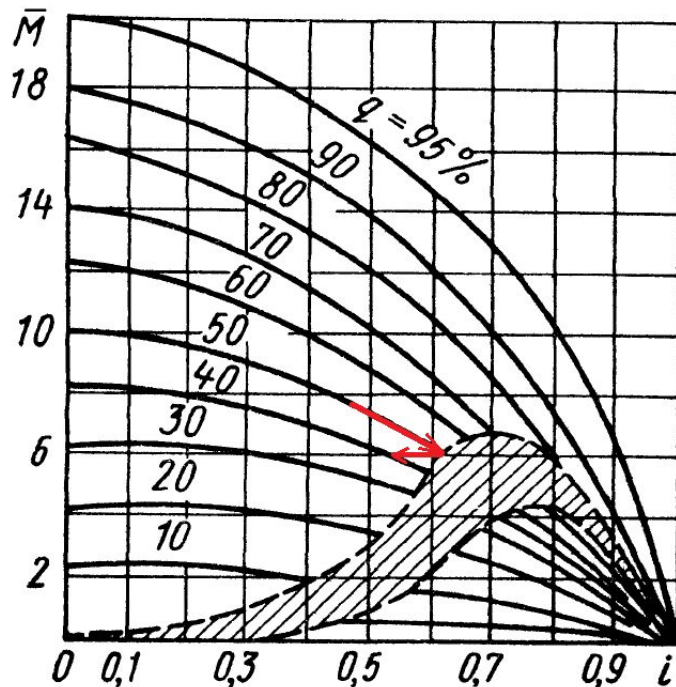
Относительная характеристика гидромффты с областью переходных процессов

# Объемное регулирование гидромумфт.

## Работа гидромумфт с частичным заполнением.

Для исключения неустойчивой работы гидромумфты используют следующие мероприятия:

- 1) сбрасывают часть жидкости, т.е уменьшают  $q$



Относительная характеристика гидромумфты с областью переходных процессов

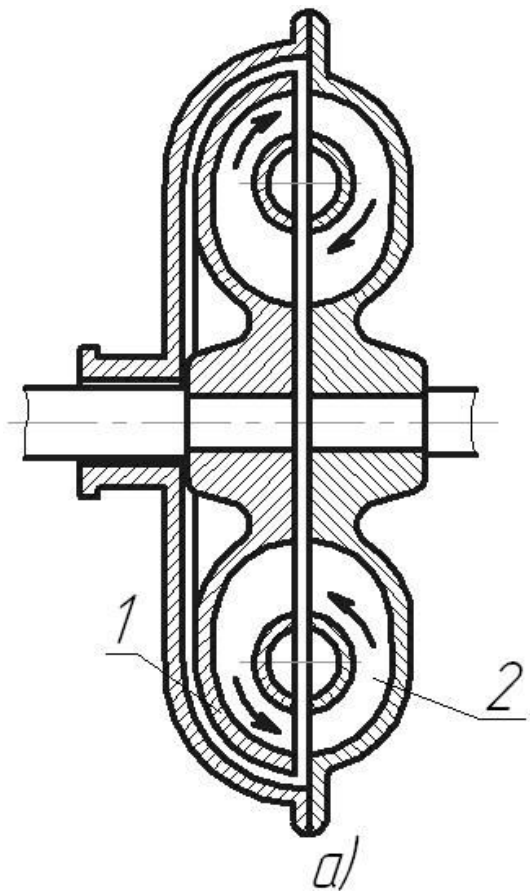


# Объемное регулирование гидромуфт.

## Работа гидромуфт с частичным заполнением.

Для исключения неустойчивой работы гидромуфты используют следующие мероприятия:

- 2) применяют установку внутреннего тора



# Объемное регулирование гидромуфт.

## Работа гидромуфт с частичным заполнением.

Для исключения неустойчивой работы гидромуфты используют следующие мероприятия:

3) устанавливают

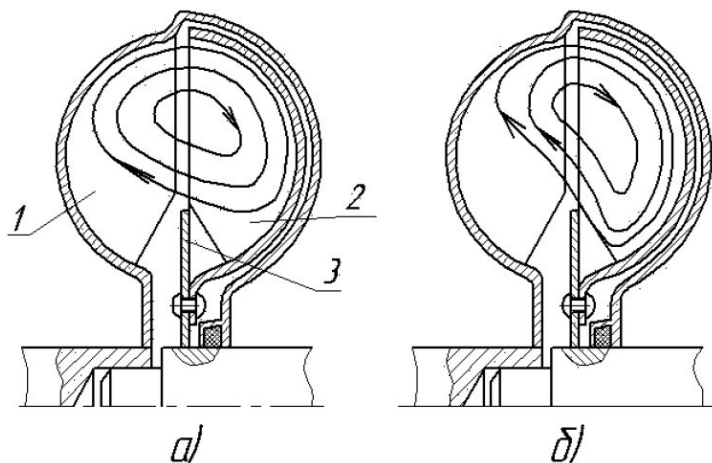


Схема циркуляции жидкости в гидромуфте с порогом:

а– малое скольжение ;

б- большое скольжение.

Дроссельный диск (порог) 3 устанавливается на турбинном колесе 2. При заполнении жидкостью гидромуфты меньше, чем на 50%, возможны две формы потока в проточной части:

- малый контурный цикл (рисунок а, при малом скольжении,  $i > 0.5$ );

- большой контурный цикл (рисунок б, при большом скольжении,  $i < 0.5$ ).

С уменьшением скорости вращения турбинного колеса (при увеличении нагрузки) движение жидкости переходит на большой контурный цикл.

Переход потока с одного на другой контур циркуляции происходит скачкообразно и сопровождается резким изменением момента и неустойчивой работой гидромуфты.

При этом, муфта работает устойчиво при обеих формах движения жидкости, но в зоне перехода от одной формы к другой теряет устойчивость.

# Механическое регулирование гидромуфт.

Помимо гидромуфт с переменным наполнением, применяются механически регулируемые гидромуфты постоянного наполнения.

Создание подобных гидромуфт обусловлено стремлением повысить их быстродействие. Рассмотрим некоторые принципиальные конструктивные схемы.

## Гидромуфта с шибберным

регулированием

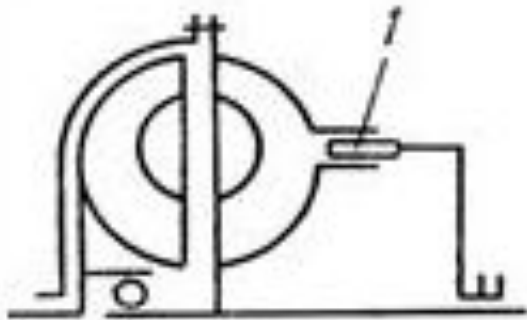
Шиббер играет роль регулирующего органа и представляет собой кольцеобразную заслонку, расположенную в нише турбинного колеса. При движении шибберного кольца в проточную полость уменьшается площадь проходного сечения каналов турбины, поток рабочей жидкости завихряется, и несколько снижается передаваемый гидромуфтой

момент

Недостаток: При полностью вдвинутом шиббере (канал турбины перекрыт полностью) крутящий момент  $M_{ост}$  нагружающий двигатель при полностью остановленной турбине, в несколько раз превосходит  $M_{ном}$ .

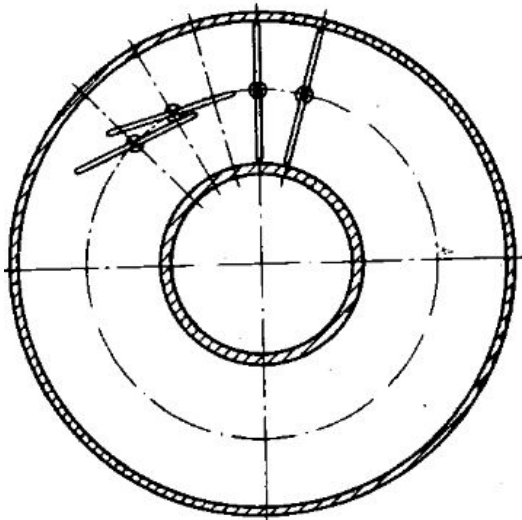
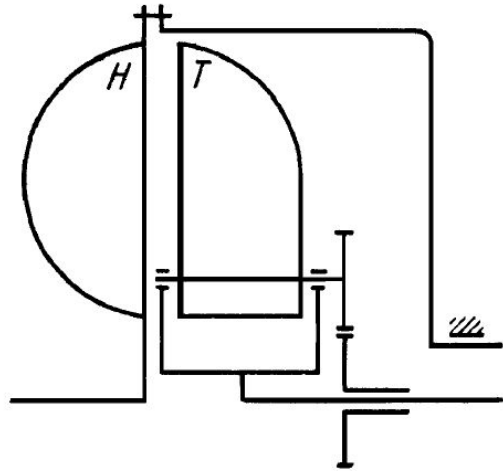
Большой остаточный момент можно объяснить образованием кольцевых вихрей, которые создают обмен энергиями между колесами, и как результат, передачу крутящего момента.

Преимущество: плавное изменение передаваемого приводом момента в небольшом диапазоне.



# Механическое регулирование гидромуфт.

## Гидромуфта со складывающимися лопатками



В такой гидромуфте лопатки турбины поворачиваются относительно оси, параллельной оси муфты. Складывающиеся лопатки выполняются на турбине для того, чтобы жидкость при выключенном состоянии гидромуфты образовывала кольцо на периферии и освобождала центральную часть, где находится ведомый вал со сложенными лопатками. Величина остаточного крутящего момента обуславливается только трением в подшипниках и в механизме поворота лопаток. Эта гидромуфта обеспечивает более чистое выключение, чем гидромуфты с объемным регулированием, так как остаточный момент в подобной гидромуфте составляет  $0,02 \div 0,005 M_{НОМ}$ .

# ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ

Гидротрансформатор (ГДТ) называется гидродинамическая передача, преобразующая передаваемый крутящий момент.

## Классификация гидротрансформаторов

**По возможности работы на режимах с передаточным отношением, большим единицы:**

Гидротрансформатор (ГДТ), у которого на расчетном режиме частота вращения выходного звена больше частоты вращения входного звена, называется гидротрансформатором-мультипликатором.

**По возможности изменения направления вращения выходного звена:**

- реверсирующий;
- реверсируемый.

Гидротрансформатор (ГДТ), позволяющий осуществлять **реверс выходного звена без реверса входного звена**, называется **реверсирующим**, а гидротрансформатор, позволяющий осуществлять **реверс выходного звена с реверсом входного звена**, называется **реверсируемым**.



# Классификация гидротрансформаторов

По возможности жесткого соединения насосного и турбинного колес:

- блокируемый;
- без механизма блокировки.



Недостатком гидropередачи является рассогласование частот вращения насосного и турбинного колес, так называемое - *скольжение гидropередачи*, имеющее место при любом режиме работы трансмиссии. Минимальная величина скольжения составляет примерно 3% и приводит к снижению КПД гидropередачи. Так как, при движении автомобиля с постоянной скоростью наличие гидротрансформатора в трансмиссии не является необходимым, как это требуется на режимах разгона и торможения, в современных коробках применяют механизм блокировки гидротрансформатора.

*Впервые блокировку гидротрансформатора стала использовать фирма «Chrysler» в 1978 году.*

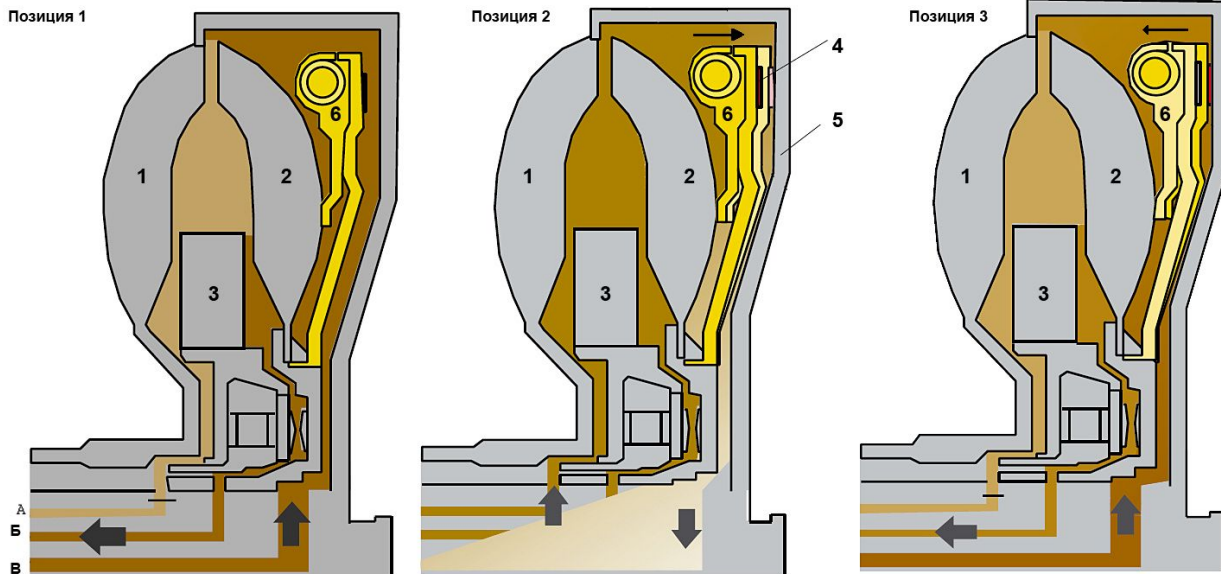
Для блокировки гидротрансформатора чаще всего используется **блокировочная муфта**, которая позволяет жёстко соединить между собой насосное и турбинное колесо. Это приводит к тому, что гидротрансформатор выключается из силового потока, а двигатель напрямую соединяется с ведущим валом коробки передач.

# Классификация гидротрансформаторов

По возможности жесткого соединения насосного и турбинного колес:

- блокируемый;
- без механизма блокировки.

Принцип действия муфты блокировки гидротрансформатора



- 1 – насосное колесо;
- 2 – турбинное колесо;
- 3 – реакторное колесо;
- 4 – фрикционные накладки муфты;
- 5 – корпус гидротрансформатора;
- 6 – блокировочная муфта.

Муфта блокировки разомкнута. Масло по каналу «В» подается в полость перед муфтой и отжимает ее от корпуса. Канал «А» перекрыт.

Муфта блокировки замыкается. Масло по каналу «А» подается в полость за муфтой. Давление начинает действовать на другую сторону муфты.

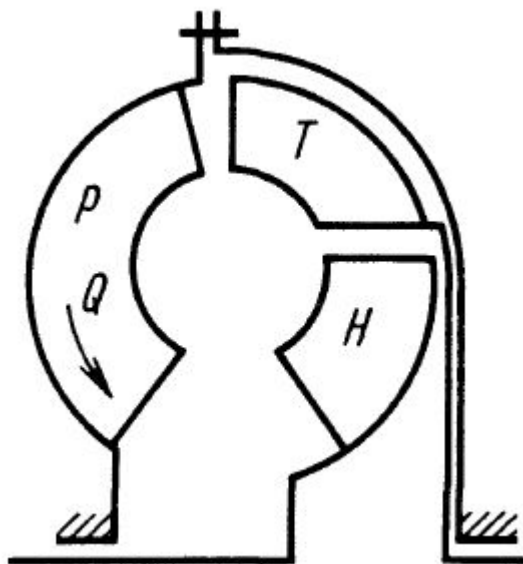
Муфта блокировки размыкается.

# Классификация гидротрансформаторов

По числу ступеней:

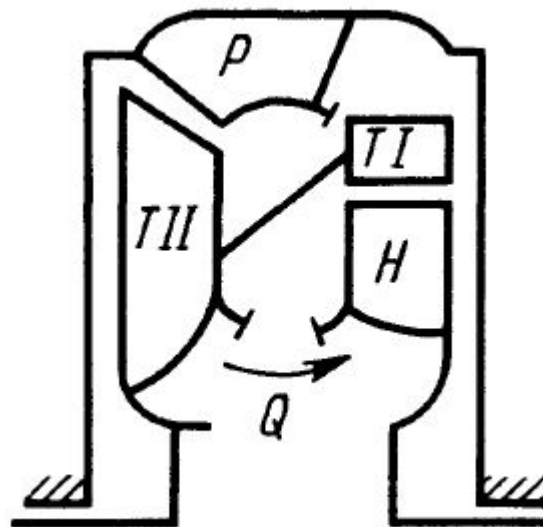
- одноступенчатые;
- многоступенчатые.

По числу турбинных колес ГДТ разделяют на одноступенчатые (с одноступенчатым турбинным колесом) и многоступенчатые (с многоступенчатым турбинным колесом).



Одноступенчатый гидротрансформато

р



Многоступенчатый гидротрансформато

р



# Классификация гидротрансформаторов

По числу насосных колес:

- однонасосный гидротрансформатор (с одним насосным колесом);
- двухнасосный гидротрансформатор (с двумя насосными колесами);
- $m$ -насосный гидротрансформатор (с  $m$  насосными колесами).

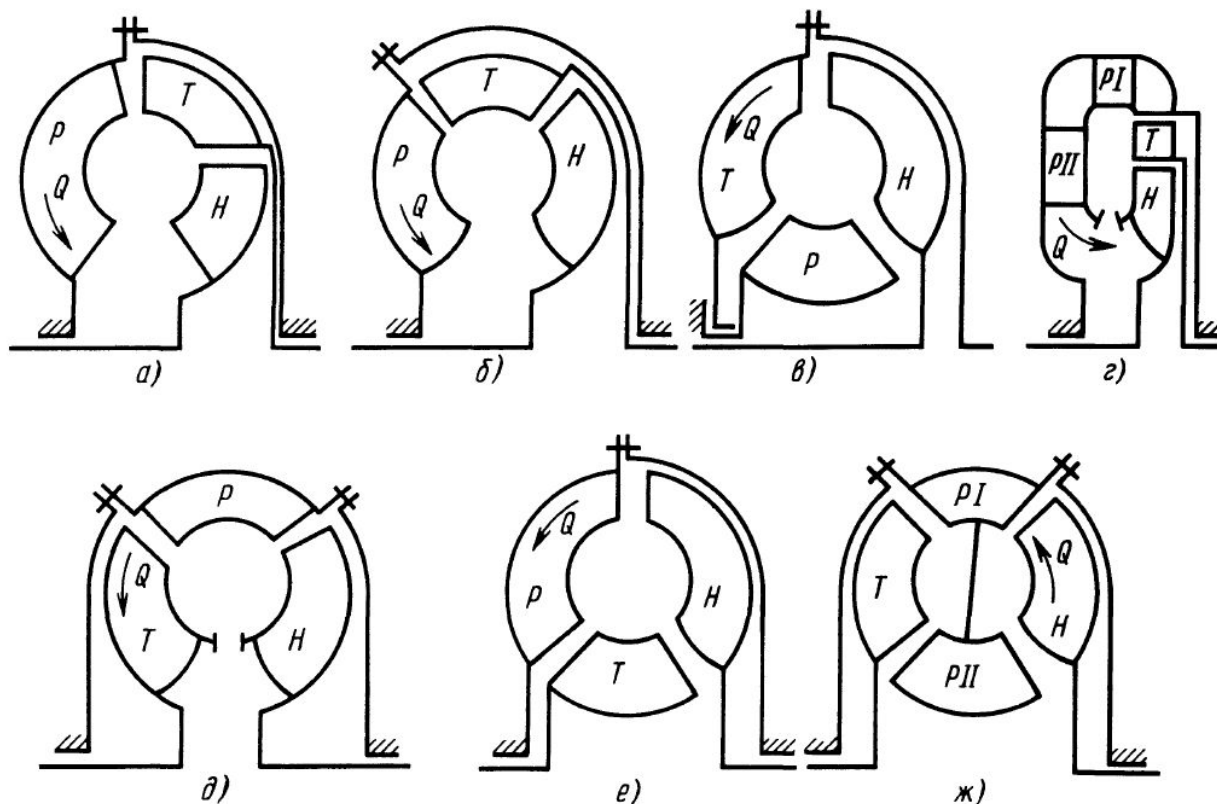
По числу турбинных колес:

- однетурбинный гидротрансформатор (с одним турбинным колесом);
- двухтурбинный гидротрансформатор (с двумя турбинными колесами);
- $n$ -турбинный гидротрансформатор (с  $n$  турбинными колесами).

По числу реакторных колес:

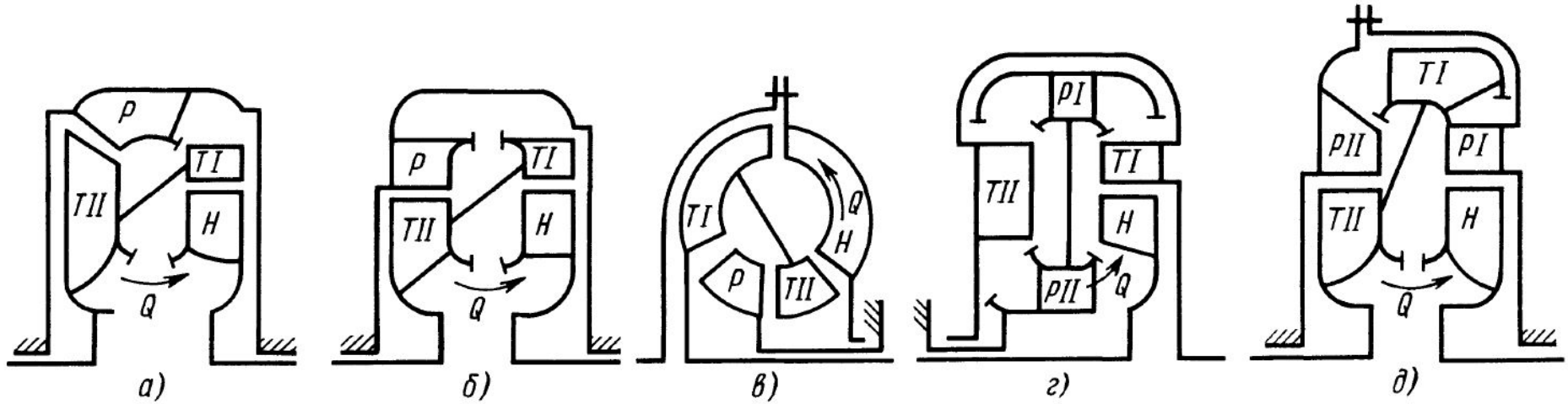
- однореакторный гидротрансформатор (с одним реакторным колесом);
- двухреакторный гидротрансформатор (с двумя реакторными колесами);
- $l$ -реакторный гидротрансформатор (с  $l$  реакторными колесами).

# Классификация гидротрансформаторов



На рисунке показаны схемы **одноступенчатых** ГДТ с различным расположением лопастных колес в рабочей полости. Тип турбинного колеса определяется по протекающему в нем потоку рабочей жидкости. При этом необходимо помнить, что рабочая жидкость, в основном, перемещается от центробежного насосного колеса к турбинному и далее. Поэтому, например, гидротрансформаторы, показанные на рис. а и г, имеют центробежное турбинное колесо, на рис. б, е – осевое, а на рис. в, д и ж – центростремительное.

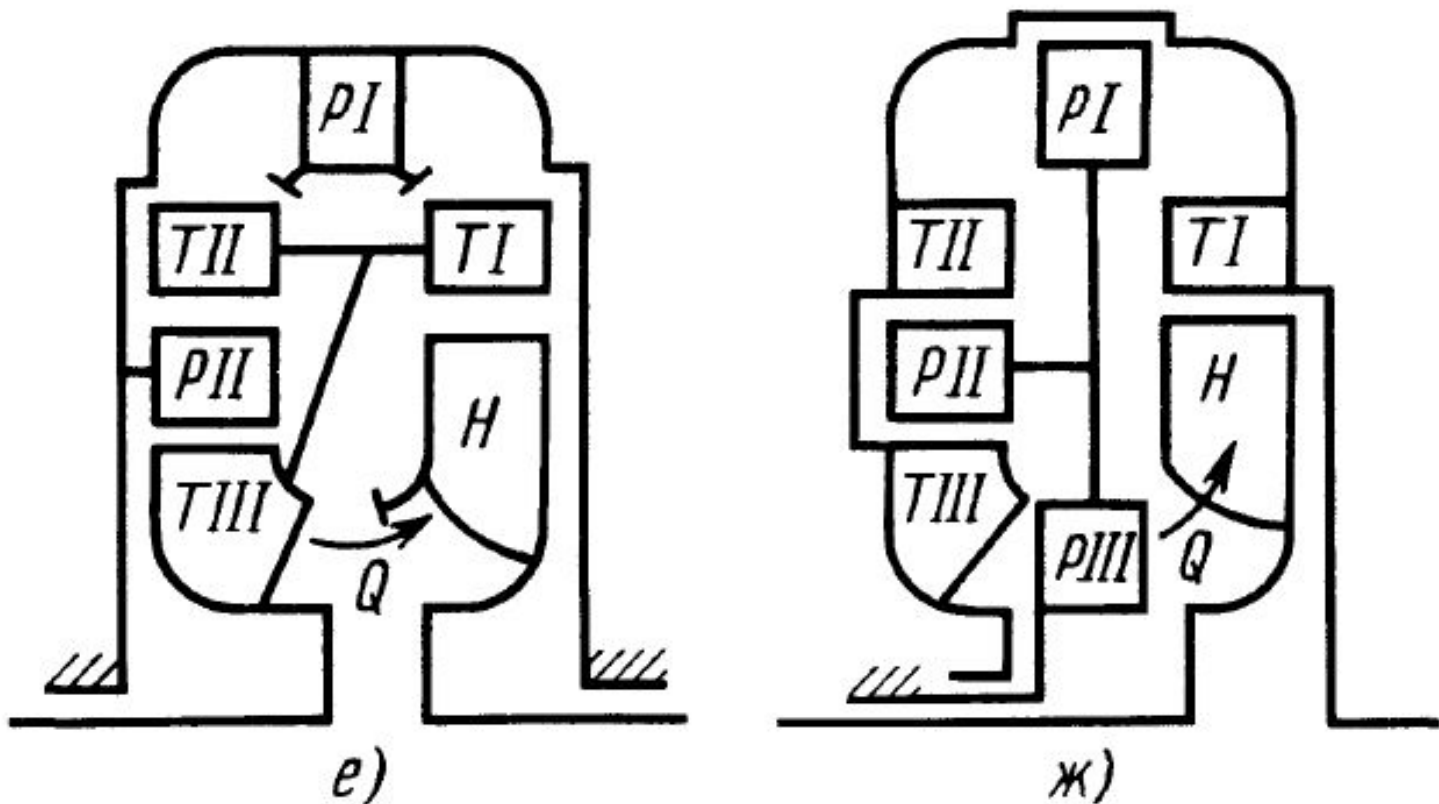
# Классификация гидротрансформаторов



**Двухступенчатые** ГДТ состоят из одного насосного колеса, двухступенчатой турбины при одном или двух реакторах.

# Классификация гидротрансформаторов

Трехступенчатые ГДТ состоят из одного насосного колеса, трехступенчатой турбины и двух-трех реакторов.



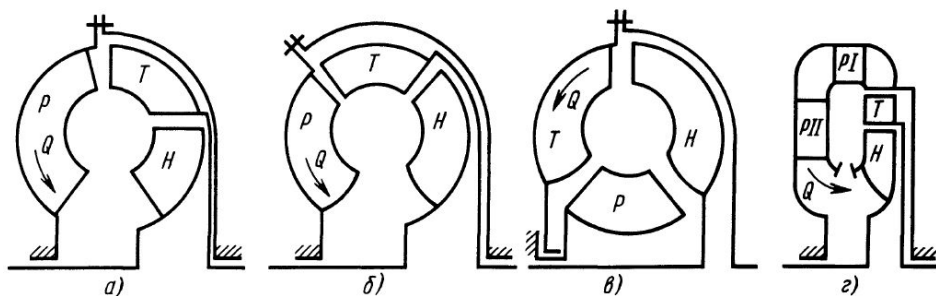
Гидротрансформаторы с большим числом ступеней турбинного колеса, как правило, не изготавливают.

# Классификация гидротрансформаторов

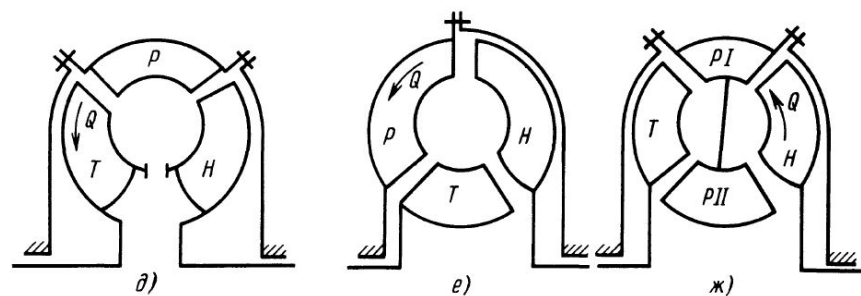
По направлению вращения выходного звена:

- прямого хода;
- обратного хода.

Гидротрансформатор (ГДТ), у которого на тяговых режимах работы входное и выходное звенья вращаются **в одном направлении**, называется гидротрансформатором **прямого хода**, а гидротрансформатор, у которого на тяговых режимах работы выходное звено вращается в направлении, **обратном направлению вращения входного звена**, называется гидротрансформатором



Гидротрансформаторы прямого  
хода.



Гидротрансформаторы обратного  
хода.

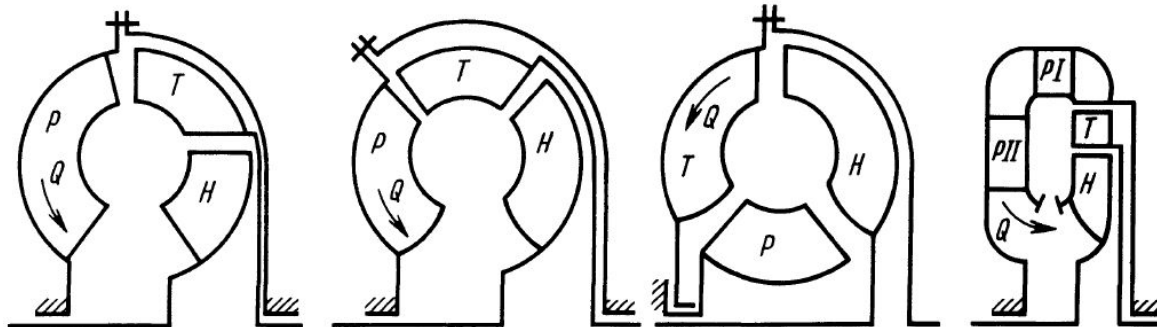
Возможность получения вращения входного и выходного звеньев гидротрансформатора в разные стороны конструктивно обеспечивается установкой реактора после насосного колеса.

В гидротрансформаторе прямого хода за насосным колесом устанавливают турбинное.

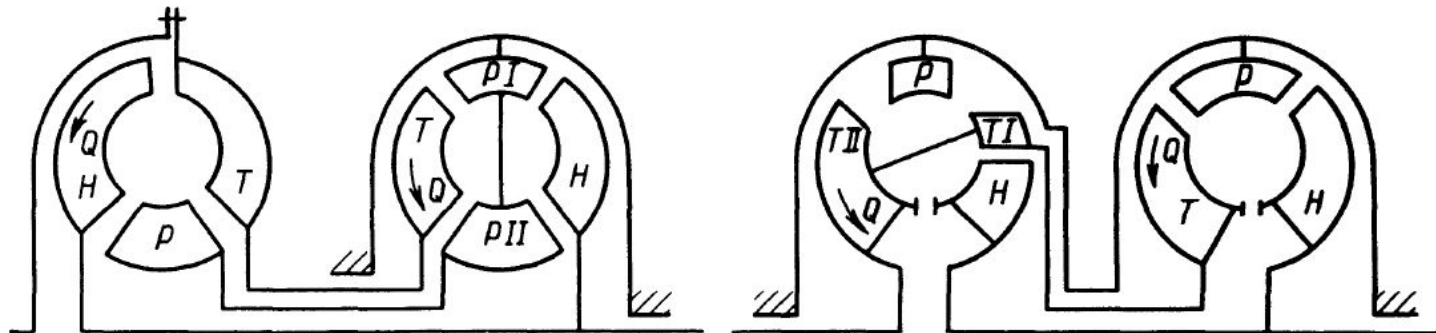
В гидротрансформаторе обратного хода за насосным колесом устанавливают реакторное.

# Классификация гидротрансформаторов

Гидротрансформаторы называются **одноциркуляционными** когда все лопастные колеса расположены в одной рабочей полости.

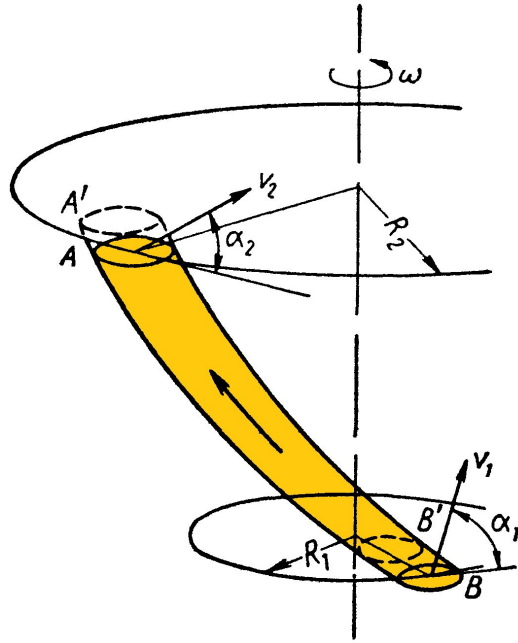


В **многоциркуляционных** гидротрансформаторах лопастные колеса расположены в двух и более рабочих полостях.



Многоциркуляционные гидротрансформаторы служат для обеспечения реверса или для переключения скоростей в трансмиссии с целью получения ее необходимых характеристик, а также для параллельной работы на одного потребителя. Реверс или переключение скоростей осуществляется путем поочередного заполнения и опоражнения рабочих полостей.

# Моменты лопастных колес



## Гидротрансформаторы

Гидротрансформаторы являются одномерная струйная теория Лоенарда Эйлера, главные положения которой были рассмотрены нами в прошлом семестре. В дополнение к принятым допущениям следует указать, что рабочая полость гидротрансформатора находится под **избыточным давлением**. Повышенное давление гарантирует формирование потока лопастями, что обеспечивает достаточно высокие экономические показатели.

При протекании жидкости через лопастные колеса в результате взаимодействия между потоком и лопастями на колесе создаются моменты, связанные основным уравнением баланса моментов:

$$M_H - M_T + M_P = 0$$

Откуда

:

$$M_T = M_H + M_P$$

# Моменты лопастных колес

## гидротрансформатор $M_T = M_H + M_P$

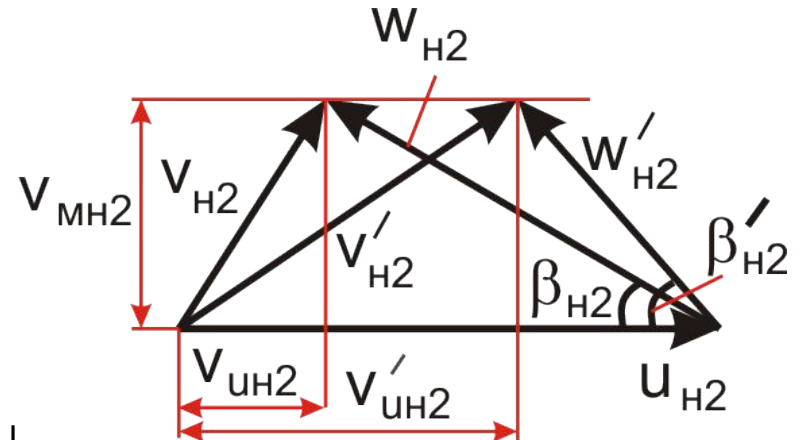
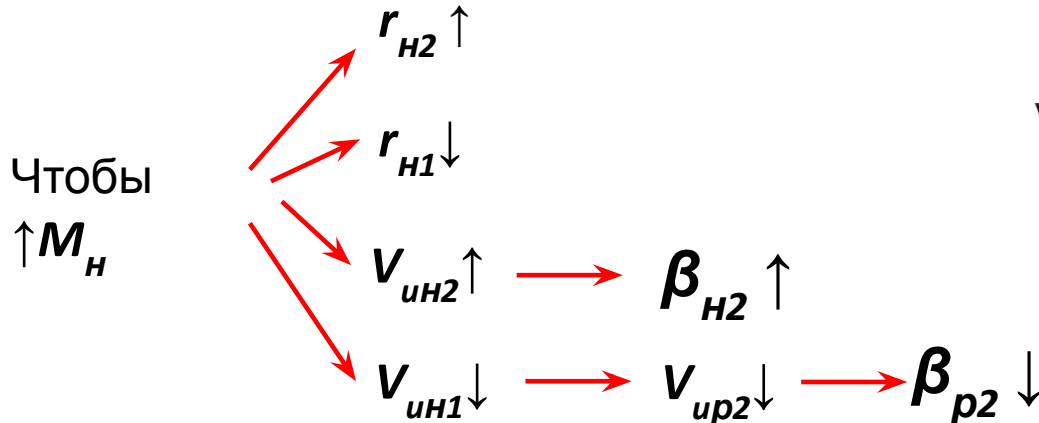
Коэффициент трансформации  
гидротрансформат

$$K = \frac{M_T}{M_H} = \frac{M_H + M_P}{M_H} = 1 + \frac{M_P}{M_H} \quad (15.1)$$

Наличие момента  $M_P$  на реакторе обуславливает разницу моментов на насосном и турбинном колесах. При этом момент  $M_H$  принимают положительным, если он направлен в сторону вращения выходного 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.

Что влияет на величину момента на

$$M_H = \rho Q_H (v_{uH2} r_{H2} - v_{uH1} r_{H1})$$



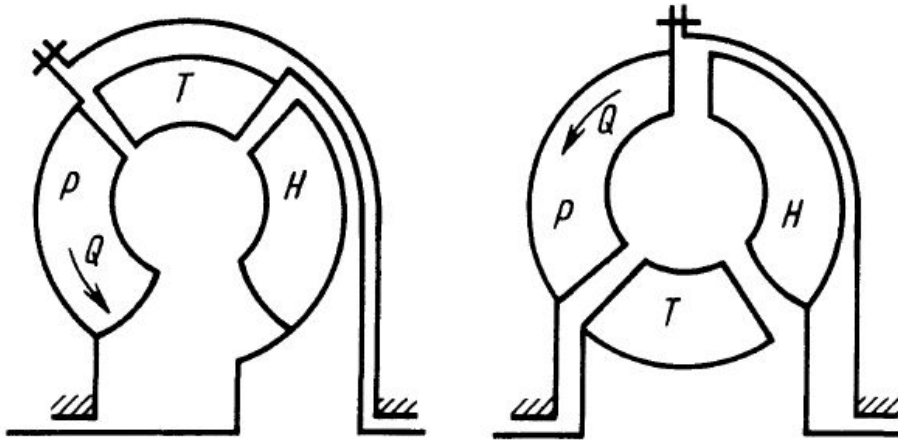


# Моменты лопастных колес

## гидротрансформаторов

$$-M_T = \rho Q_T (v_{uT2} r_{T2} - v_{uT1} r_{T1})$$

$$M_T = \rho Q_T (v_{uT1} r_{T1} - v_{uT2} r_{T2})$$



При осевом турбинном колесе  $r_{T2} \approx r_{T1}$  и при условии близкого расположения колес в рабочей полости можно считать, что  $r_{T2} = r_{T1} = r_{H2}$ . У турбинного колеса поток на входе всегда направлен по направлению вращения насосного колеса  $\Rightarrow$  параметры потока на входе в турбину равны параметрам потока на выходе насоса.

При уменьшении скорости  $v_{uT2}$  момент  $M_T$  также возрастает. Предельно возможное уменьшение скорости  $v_{uT2}$  определяется минимально возможным углом  $\beta_{T2}$ , который ограничивается минимально допустимым коэффициентом  $\psi_{T2}$  стеснения потока.

Чтобы

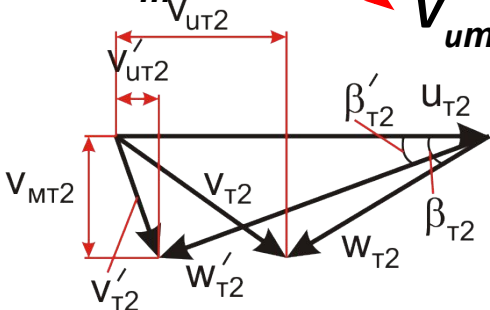
$$v_{um1} \uparrow = v_{un2} \uparrow$$

$\uparrow M$

$$v_{um2} \downarrow$$

$$\beta_{m2} \downarrow$$

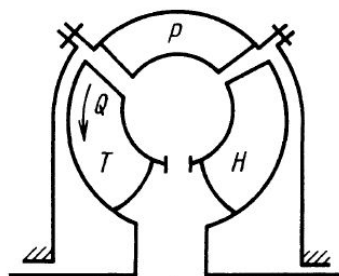
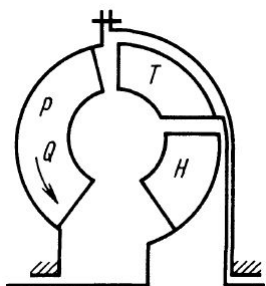
$$\rightarrow M_T$$



# Моменты лопастных колес гидротрансформаторов

$$-M_T = \rho Q_T (v_{uT2} r_{T2} - v_{uT1} r_{T1})$$

$$M_T = \rho Q_T (v_{uT1} r_{T1} - v_{uT2} r_{T2})$$



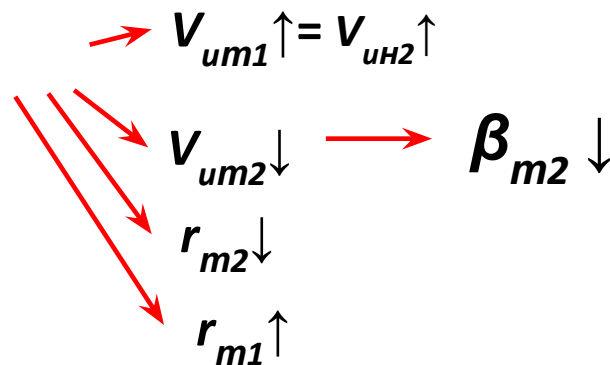
Центробежное турбинное колесо,  
 $r_{H2}/r_{T2} < 1$

Центростремительное турбинное колесо,  
 $r_{H2}/r_{T2} > 1$

При центробежном и центростремительном турбинных колесах изменение угла  $\beta_{T2}$  будет приводить к более интенсивному изменению скорости  $v_{uT2}$  и момента  $M_T$  (по сравнению с осевой турбиной) из-за влияния отношения радиусов  $r_{H2}/r_{T2}$ . Так, при одинаковых углах  $\beta_{T2}$  и при прочих равных условиях момент  $M_T$  на центробежном турбинном колесе будет больше, чем на центростремительном, для которого  $r_{H2}/r_{T2} > 1$ .

Для центробежного турбинного колеса можно допустить меньшее значение угла  $\beta_{T2}$ , так как стеснение потока лопастями для него оказывает меньшее влияние на рабочий процесс, чем при осевом или

Чтобы  
 $\uparrow M_m$

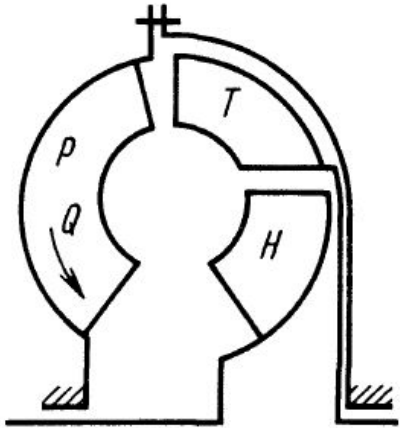


# Моменты лопастных колес

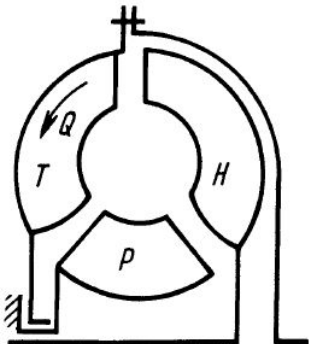
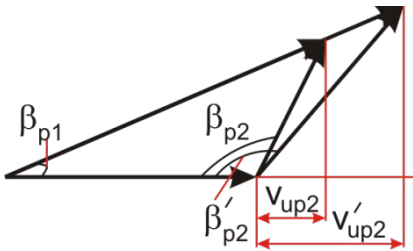
что влияет на величину момента на

$$M_P = \rho Q_P (v_{uP2} r_{P2} - v_{uP1} r_{P1})$$

Момент на реакторе может быть любого знака – как положительный, так и отрицательный.



Центростремительный реактор



Осевой реактор

$$\frac{Q_s}{Q} = \frac{n_s D_s^3}{n D^3}$$

$$\frac{Q_s}{Q} = \frac{n^2}{n_s^2} \cdot \frac{1}{H_t^{3/2}}$$

# Моменты лопастных колес

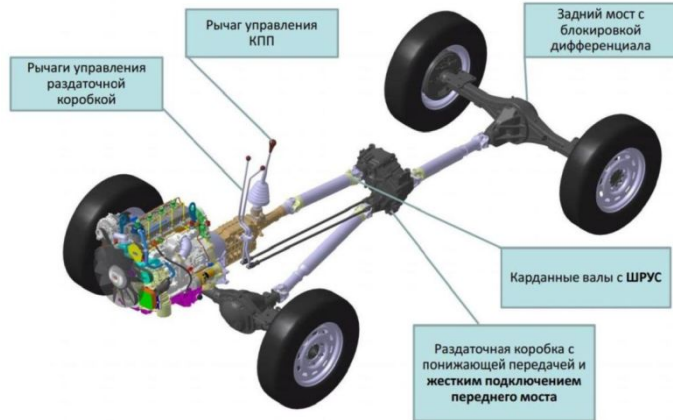
$$K = \frac{M_T}{M_H} = \frac{M_H + M_P}{M_H} = 1 + \frac{M_P}{M_H} \quad \text{ЮВ} \quad (15.1)$$

Из выражения (15.1) следует, что чем больше момент  $M_P$ , тем выше коэффициент трансформации гидротрансформатора. В то же время с ростом коэффициента трансформации, как правило, уменьшается момент  $M_H$  из-за увеличения скорости  $v_{uP2}$ , равной  $v_{uH1}$ :

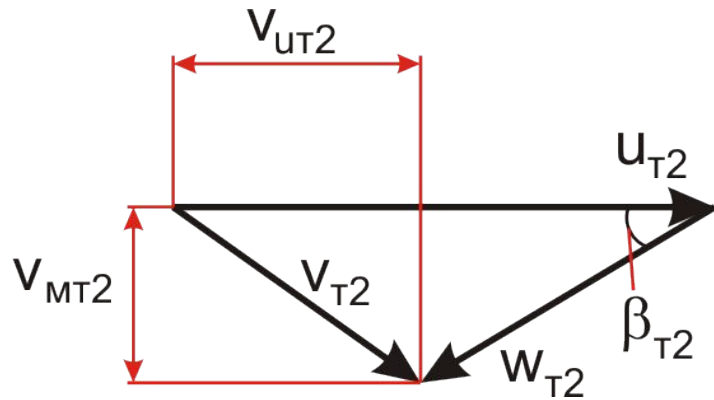
$$M_P = \rho Q_P (v_{uP2} r_{P2} - v_{uP1} r_{P1})$$

$$M_H = \rho Q_H (v_{uH2} r_{H2} - v_{uH1} r_{H1})$$

# Автоматичность работы гидротрансформатора



При работе гидротрансформатора в приводе автомобиля непрерывно изменяется скорость его рабочего органа (скорость вращения колес) под действием нагрузки, что приводит к изменению скорости выходного вала гидротрансформатора. При этом, чем больше нагрузка на рабочем органе (выходном валу гидротрансформатора), тем меньше его скорость, и наоборот.



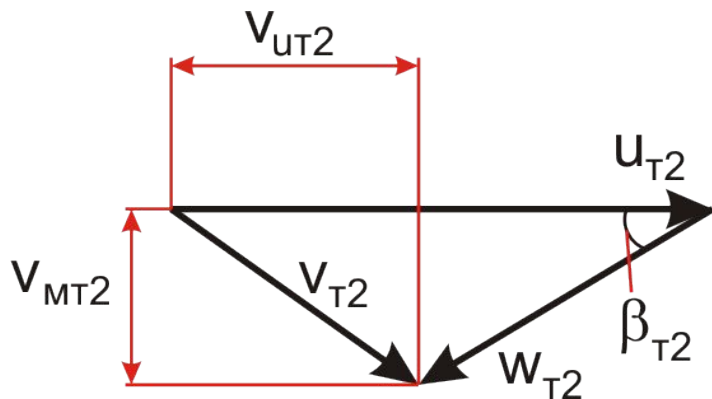
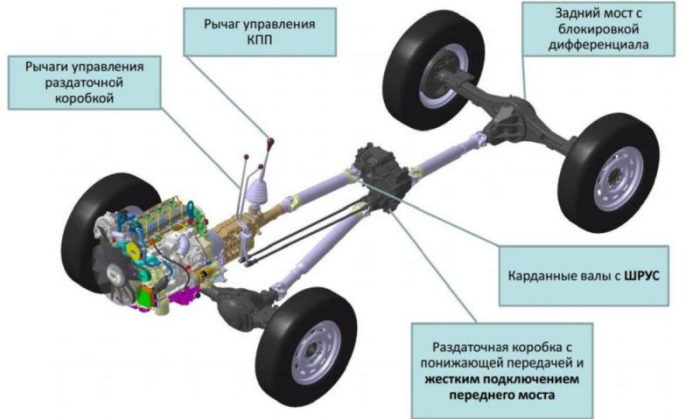
Из треугольника скоростей для турбинного колеса следует, что при изменении скорости  $u_{T2}$  изменяется скорость  $v_{uT2}$  и, как следствие, момент  $M_T$ :

$$M_T = \rho Q_T (v_{uT1} r_{T1} - v_{uT2} r_{T2})$$

При уменьшении скорости  $u_{T2}$  уменьшается скорость  $v_{uT2}$  и увеличивается момент  $M_T$ , что и требуется по условиям работы привода в машине.

# Автоматичность работы

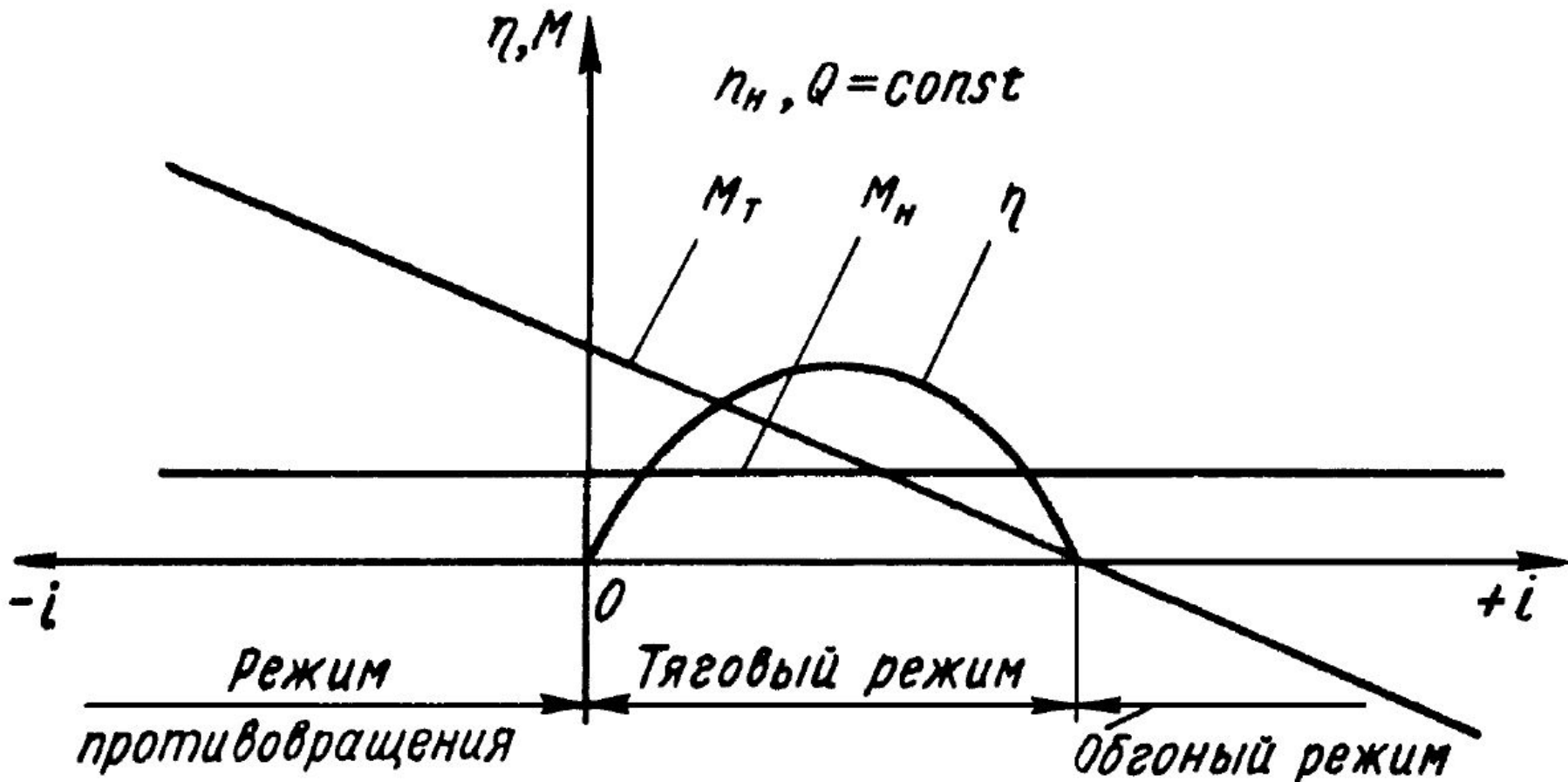
гидротра  $M_T = \rho Q_T (V_{uT1} r_{T1} - V_{uT2} r_{T2})$



При уменьшении нагрузки на рабочем органе скорость его возрастает, что приводит к увеличению скорости выходного вала гидротрансформатора и, следовательно, скоростей  $u_{T2}$  и  $V_{uT2}$ , обуславливающих снижение момента  $M_T$ . Таким образом, гидротрансформатор является устройством, автоматически изменяющим момент в соответствии с изменением нагрузки, действующей на его выходной вал со стороны рабочего органа. Способность гидротрансформатора непрерывно изменять момент  $M_T$  в зависимости от нагрузки называется **автоматичностью**.

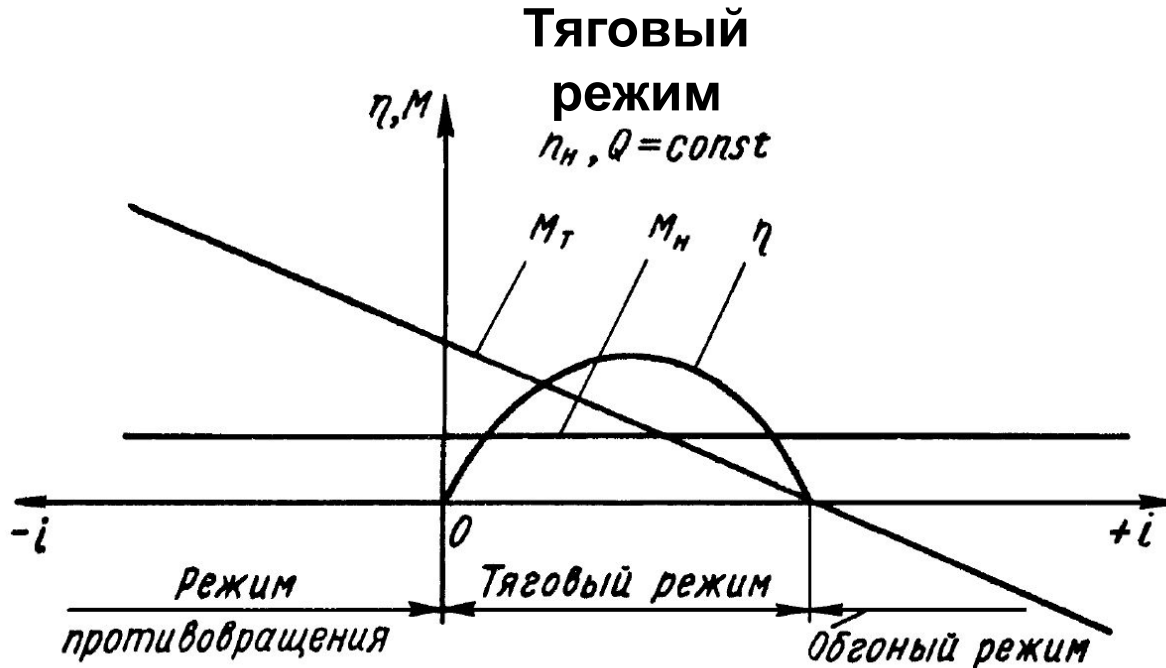
# Характеристики гидротрансформаторов

Полная внешняя характеристика гидротрансформаторов прямого хода устанавливает зависимость моментов ( $M_H$  и  $M_T$ ) и КПД  $\eta$  от передаточного отношения при постоянной частоте вращения насоса.



Эта характеристика строится в трех квадрантах.

# Характеристики гидротрансформаторов



На этом режиме работы обеспечивается движение рабочих органов машины. Баланс мощности в этом случае имеет следующий вид:

$$- N_H + N_T + N_{ТЕПЛ} = 0$$

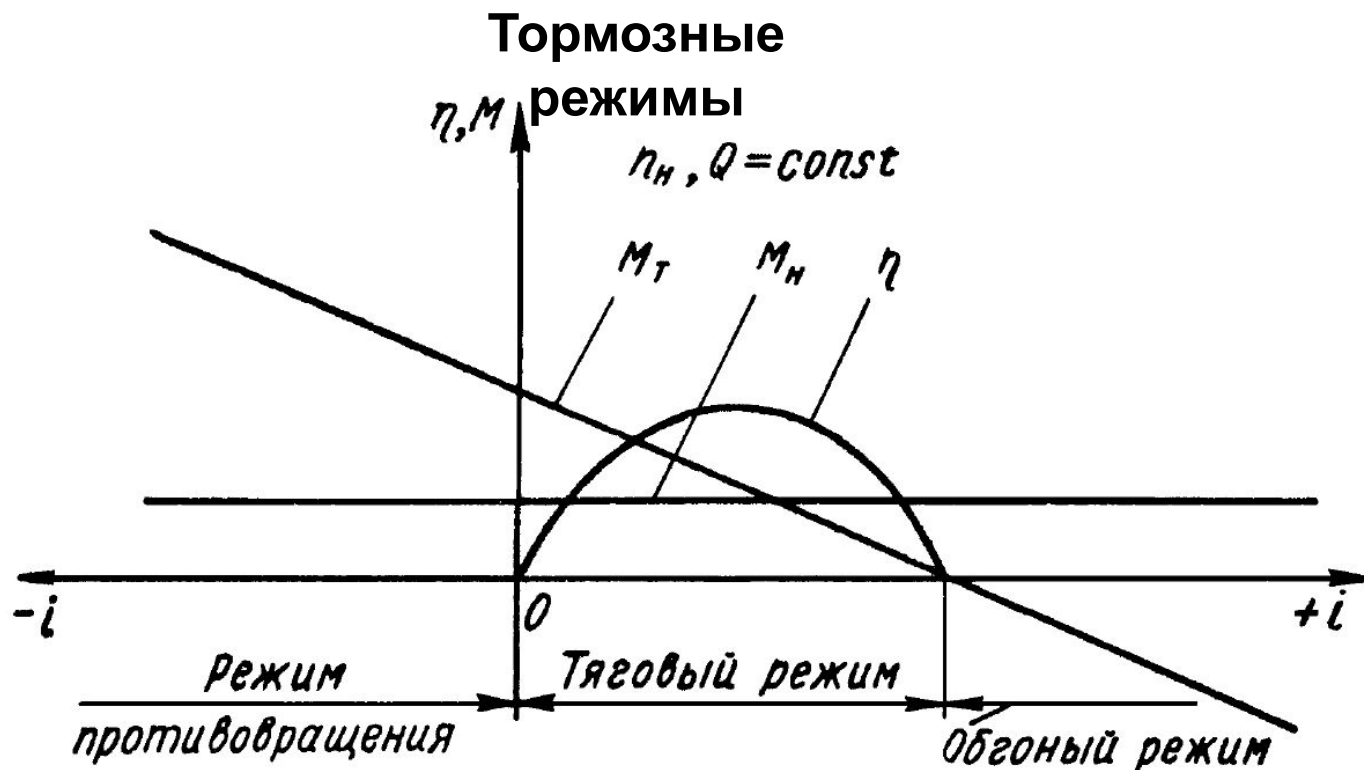
Тяговый режим характеризуется зависимостями:

$$N_T = M_T \omega_T \text{ и } N_{ТЕПЛ} > 0$$

При этом кривую момента  $M_T$  на графике строят в зоне положительных моментов.



# Характеристики гидротрансформаторов



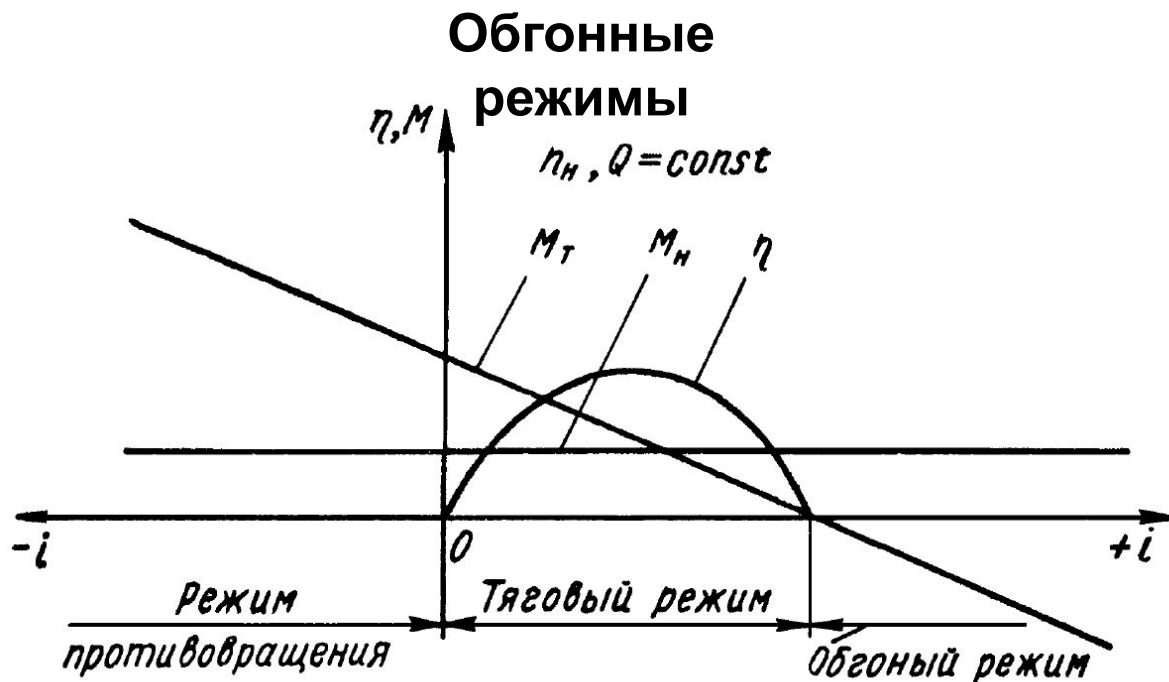
Тормозными режимами называются режимы, на которых происходит замедление рабочих органов машины, т. е.  $N_T < 0$ , и мощность подводится со стороны рабочего органа.

К тормозным режимам относят и обгонный режим, и режим противовращения.

В общем случае для тормозных режимов можно записать:

$$-N_T = M_T \omega_T$$

# Характеристики гидротрансформаторов



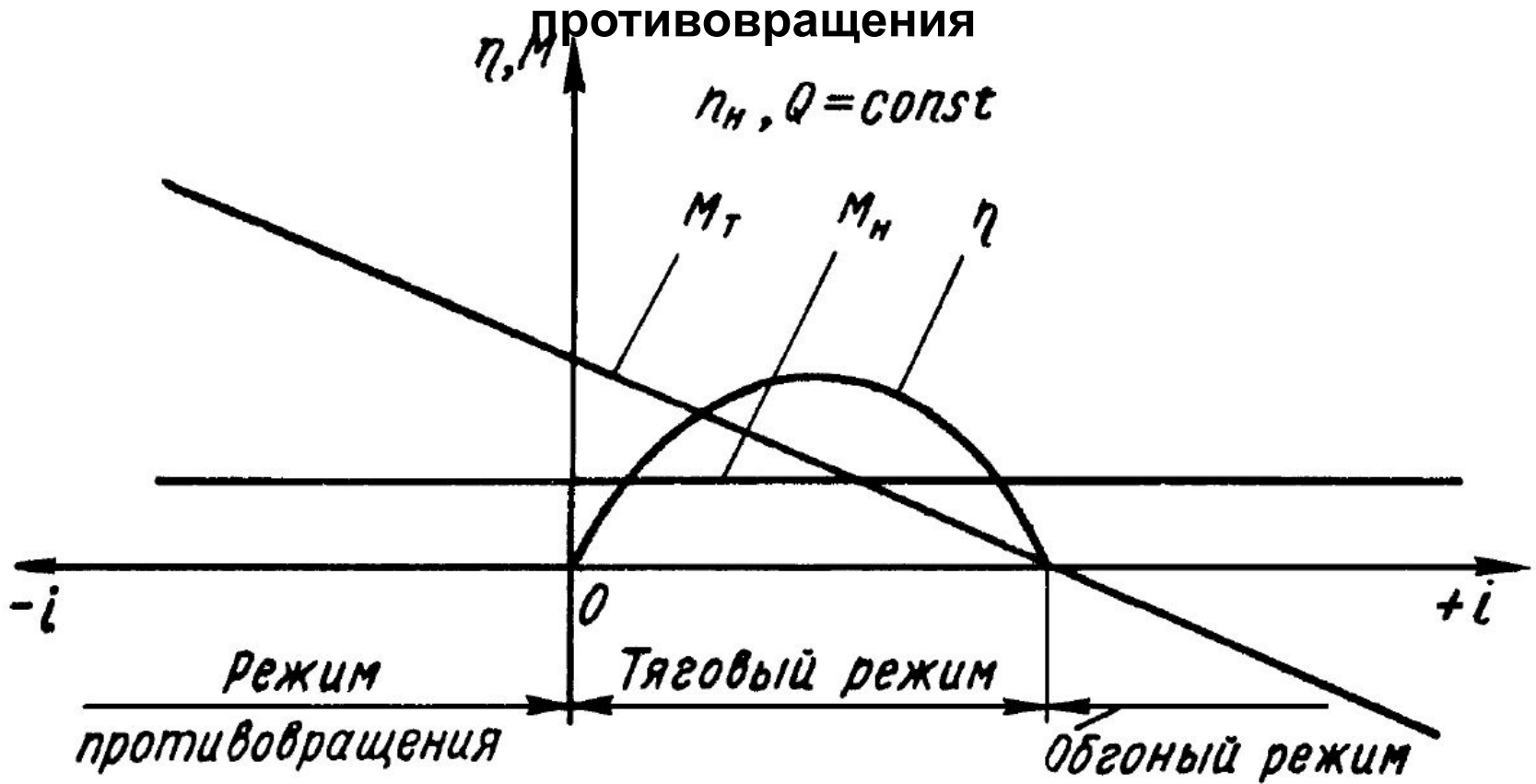
$$-N_T = M_T \omega_T$$

Если отрицательный знак стоит у  $M_T$ , т. е.  $M_T < 0$ , режим называют **обгонным**. Таким образом, обгонным называют такой тормозной режим, который характеризуется отрицательным моментом  $M_T$  при положительном направлении вращения насоса и турбины ( $n_H$  и  $n_T$ ).

В общем случае для гидротрансформаторов на обгонном режиме может быть случай, когда турбина не обгоняет насос, и, наоборот, на тяговом режиме турбина может вращаться быстрее насоса.

# Характеристики гидротрансформаторов

Режимы



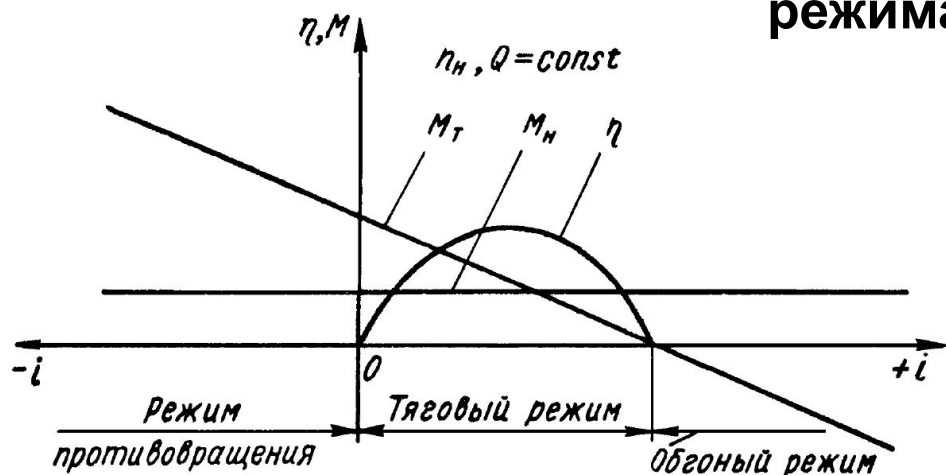
$$-N_T = M_T \omega_T$$

Режимом **противовращения** называют такой **тормозной режим**, при котором турбина вращается в обратную сторону по сравнению с насосом. Этот тормозной режим характеризуется условием  $\omega_T < 0$ .

# Характеристики гидротрансформаторов

## Характерные точки тягового

режима



Тяговый режим характеризуется передачей потока мощности на ведомый вал при определенном значении КПД для каждого режима работы гидротрансформатора.

Для гидротрансформаторов кривая КПД имеет вид квадратичной параболы:

$$\eta = \frac{N_T}{N_H} = \frac{M_T \omega_T}{M_H \omega_H} = i \frac{Q \rho}{M_H} (ai + b) = ci^2 + di,$$

где  $a = \omega_H r_{T2}^2$ ;

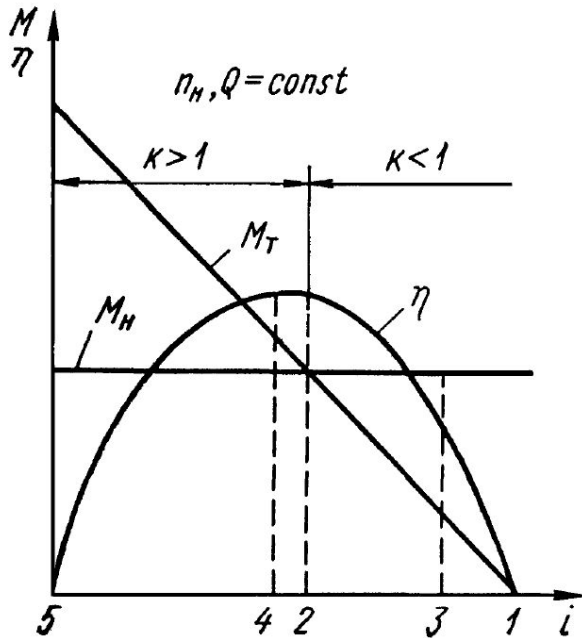
$$b = -\omega_H r_{H2}^2 + Q \left( \frac{\text{ctg} \beta_{H2}}{F_{H2}} r_{H2} - \frac{\text{ctg} \beta_{T2}}{F_{T2}} r_{T2} \right);$$

Рассмотрим характерные точки тягового режима.

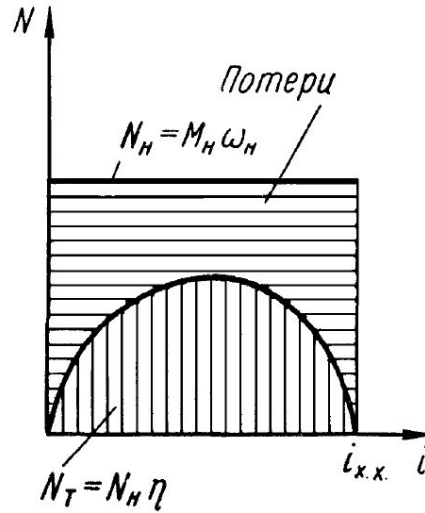
# Характеристики гидротрансформаторов

## Характерные точки тягового режима

режим



Внешняя характеристика гидротрансформатора на тяговых режимах



Графическая диаграмма затрат мощности в гидротрансформаторе в координатах  $N-i$

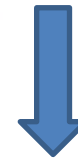
К характерным точкам относится точка 1 – режим холостого хода, в которой  $M_T = 0$ ;  $N_H \neq 0$ ;  $i_{x.x.} \geq 1$  либо  $i_{x.x.} < 1$ ;  $\eta = 0$ ;  $N_T = 0$ ;  $N_H =$

$N_{пот}$  Из уравнения

$$M_H - M_T + M_P = 0$$

следует, что при  $M_T =$

$$V_{uT2} \hat{r}_{T2} = V_{uH2} r_{H2}$$

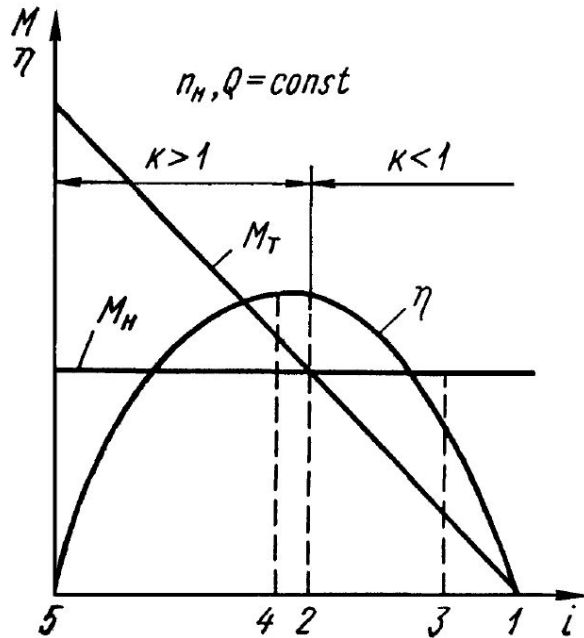


$$\frac{V_{uT2}}{V_{uH2}} = \frac{r_{H2}}{r_{T2}}$$

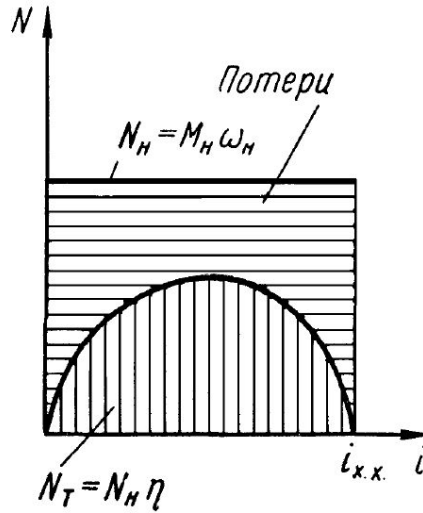
# Характеристики гидротрансформаторов

## Характерные точки тягового режима

режима



Внешняя характеристика гидротрансформатора на тяговых режимах



Графическая диаграмма затрат мощности в гидротрансформаторе в координатах  $N-i$

К характерным точкам относится точка 1 – режим холостого хода, в которой  $M_T = 0$ ;  $N_H \neq 0$ ;  $i_{x.x.} \geq 1$  либо  $i_{x.x.} < 1$ ;  $\eta = 0$ ;  $N_T = 0$ ;  $N_H =$

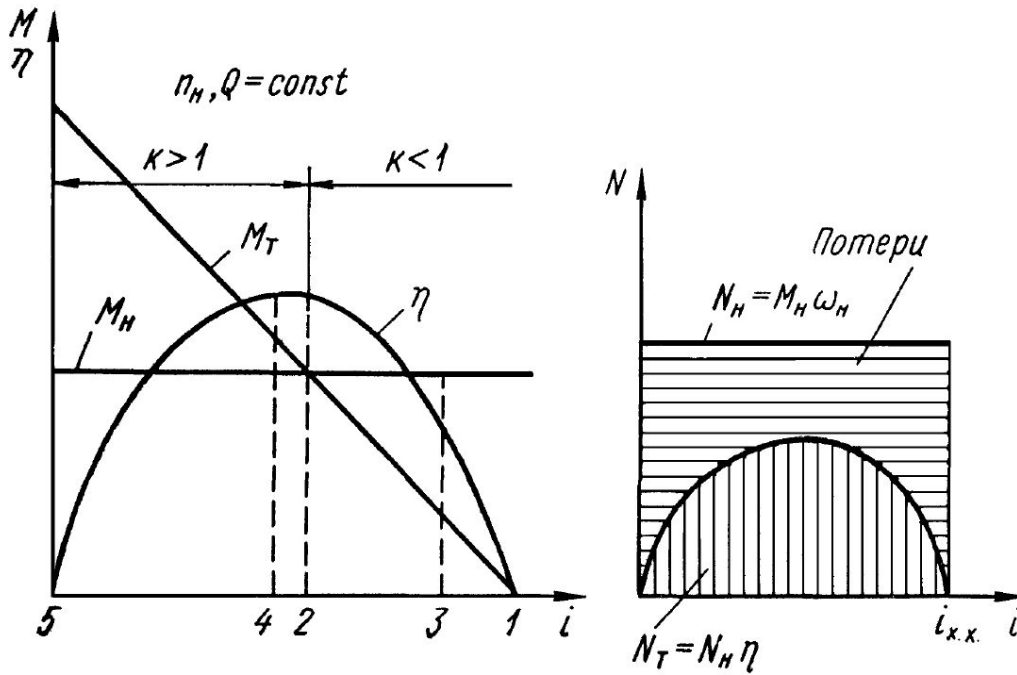
$$N_{\text{пот}} = \frac{V_{uT2}}{V_{uH2}} = \frac{r_{H2}}{r_{T2}}$$

Для осевой турбины, например,  $r_{T2} = r_{H2}$  и  $v_{uT2} = v_{uH2}$ . Таким образом, вектор скорости не меняет своего направления при прохождении через турбину на режиме холостого хода, т. е. отсутствует результирующее воздействие потока на турбину гидротрансформатора.

Для центробежной и центростремительной турбин скорость  $v_u$  при холостом ходе должна меняться.

# Характеристики гидротрансформаторов

## Характерные точки тягового режима



Внешняя характеристика гидротрансформатора на тяговых режимах

Графическая диаграмма затрат мощности в гидротрансформаторе в координатах  $N-i$

Коэффициент трансформации

$$K = \frac{M_T}{M_H} = \frac{M_H + M_P}{M_H} = 1 + \frac{M_P}{M_H} \quad (15.1)$$

Точка 2 – режим равенства моментов на насосе и на турбине:

$$M_H = M_T; i = i_{K=1};$$

$$M_P = Q\rho(v_{uP2}r_{P2} - v_{uT2}r_{T2}) = 0.$$

Отсюда следует, что условием равенства моментов насоса и турбины является:

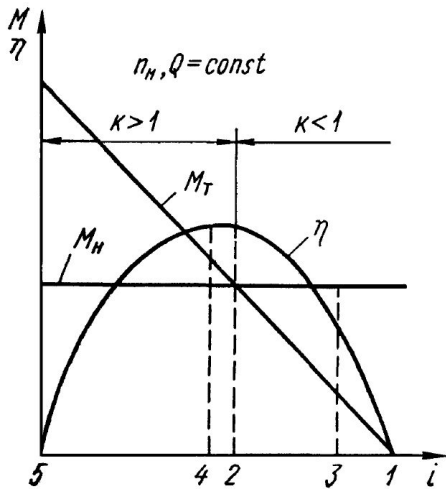
$$\frac{v_{uP2}r_{P2}}{v_{uT2}r_{T2}} =$$

В гидротрансформаторе радиусы  $r_{P2} \neq r_{T2}$ , следовательно, векторы абсолютных скоростей на входе и выходе из колеса всегда будут различными.

# Характеристики гидротрансформаторов

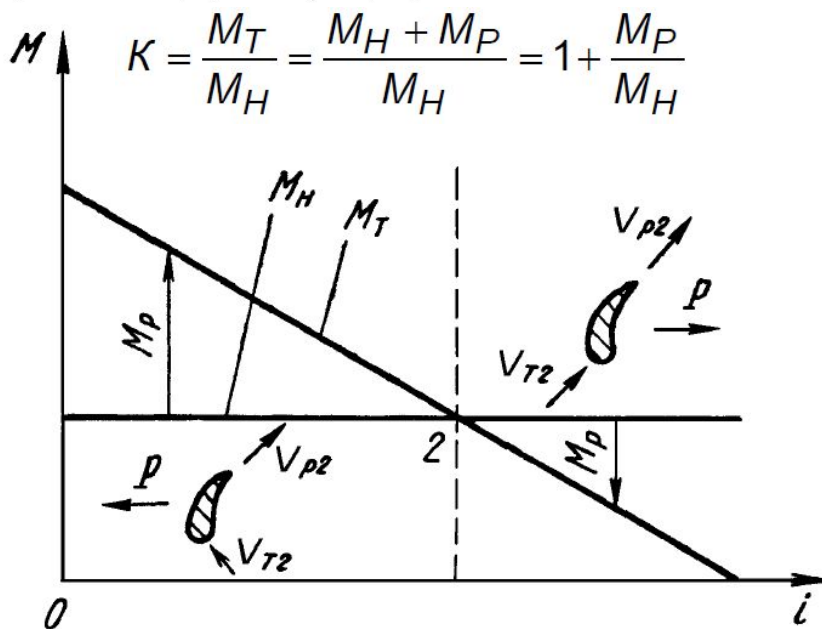
## Характерные точки тягового режима

Точка 2 – режим равенства моментов на насосе и на турбине:



$$M_H = M_T; i = i_{K=1}$$

$$M_P = Q\rho(v_{uP2}r_{P2} - v_{uT2}r_{T2}) = 0.$$



Режим работы гидротрансформатора при  $K = 1$

Рассмотрим подробнее зону точки 2.

Сила  $P$  является равнодействующей сил, действующих на реактор со стороны потока на режимах левее точки 2 ( $k > 1$ ) и правее точки 2 ( $k < 1$ ).

В точке 2 меняется знак момента на реакторе.

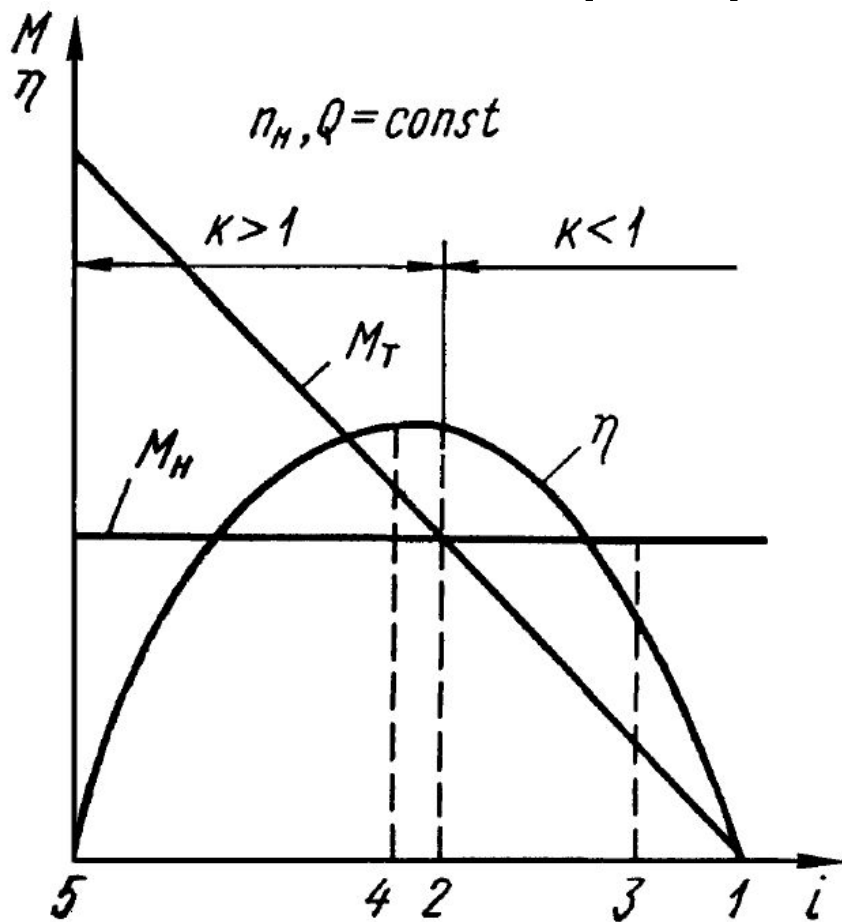


# Характеристики гидротрансформаторов

## Характерные точки тягового

жизненного цикла гидротрансформатора  
Точка 3 – режим синхронного вращения:

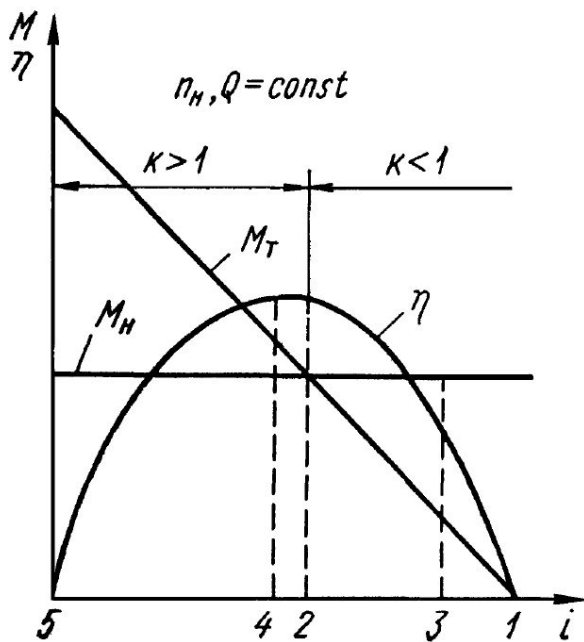
$$P_H = P_T; i = 1.$$



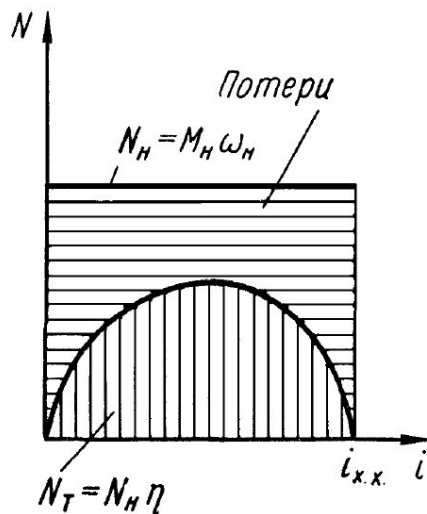
Этот режим существует у гидротрансформаторов, имеющих  $i_{х.х.} > 1$ . Режим синхронизации частоты вращения имеет большое практическое значение для блокировки насоса и турбины гидротрансформатора.

# Характеристики гидротрансформаторов

## Характерные точки тягового режима



Внешняя характеристика гидротрансформатора на тяговых режимах



Графическая диаграмма затрат мощности в гидротрансформаторе в координатах  $N-i$

Точка 4 – режим максимального КПД – это режим минимальных потерь.

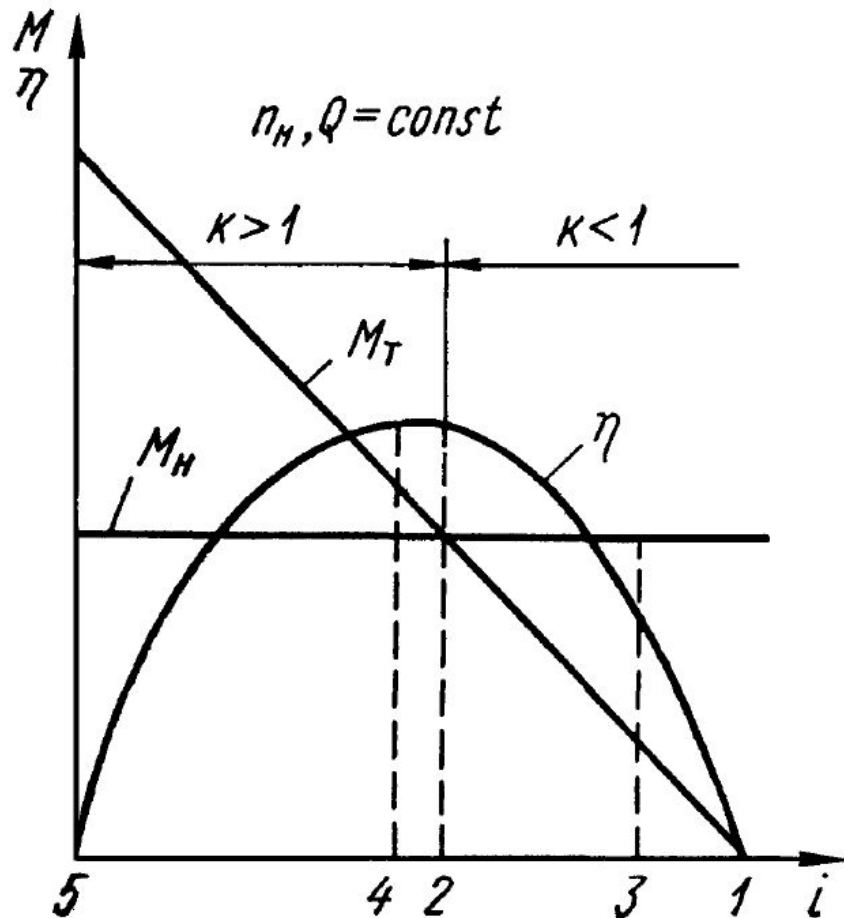
Режим является расчетным, **номинальным.**

# Характеристики гидротрансформаторов

## Характерные точки тягового

жизненного цикла

Точка 5 – стоповый режим:

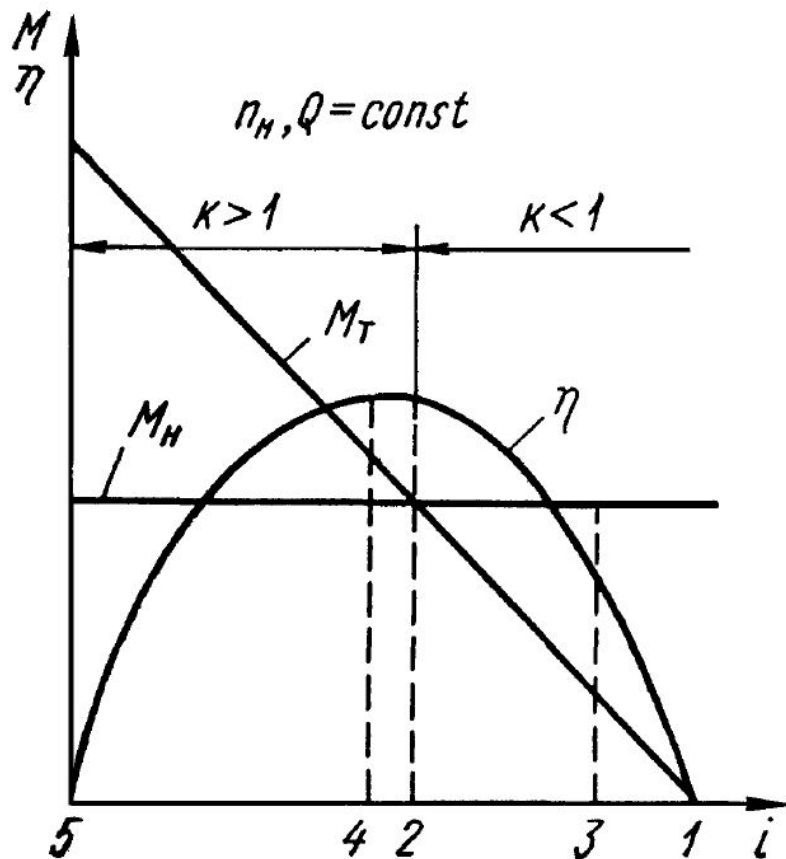


$i = 0; \eta = 0; M_T = M_{MAX}; M_H \neq 0;$   
 $N_H \neq 0.$

Этот режим, например, соответствует троганию автомобиля с места и является напряженным в тепловом отношении, так как  $N_H = N_{H MAX}$ , а  $\eta = 0$ .

# Комплексные гидротрансформаторы

Комплексным называют гидротрансформатор, который на некоторых передаточных отношениях может работать как гидромуфта.

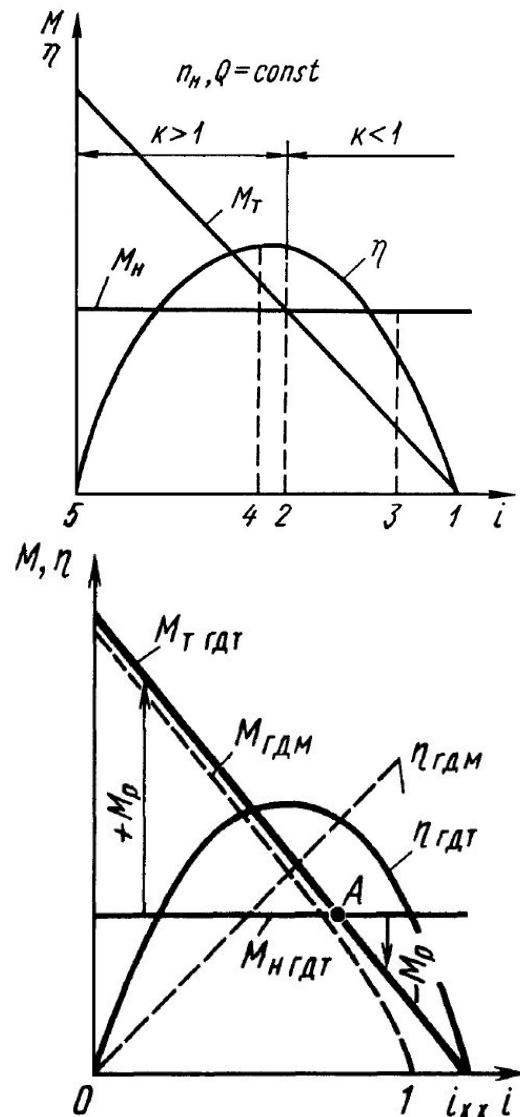


Гидротрансформатор имеет максимальное значение КПД только на одном режиме. Если уменьшение КПД в зоне малых передаточных отношений  $i$  допустимо, так как на этих режимах коэффициент трансформации  $K > 1$  и улучшаются тяговые качества машины, то уменьшение КПД в зоне больших передаточных отношений  $i$  ( $i > i^*$  - правее точки 2) является неоправданным и нежелательным, потому что на этих режимах гидротрансформатор работает в благоприятных условиях благодаря низким значениям сопротивления (нагрузки). В комплексном гидротрансформаторе увеличить КПД при  $i > i^*$  можно путем разблокирования жесткой связи реактора с корпусом. Реактор начинает свободно вращаться в потоке жидкости, не воспринимая реактивный момент, и гидротрансформатор работает как

$$K = \frac{M_T}{M_H} = \frac{M_H + M_P}{M_H} = 1 + \frac{M_P}{M_H}$$

# Комплексные гидротрансформаторы

Комплексным называют гидротрансформатор, который на некоторых передаточных отношениях может работать как гидромуфта.



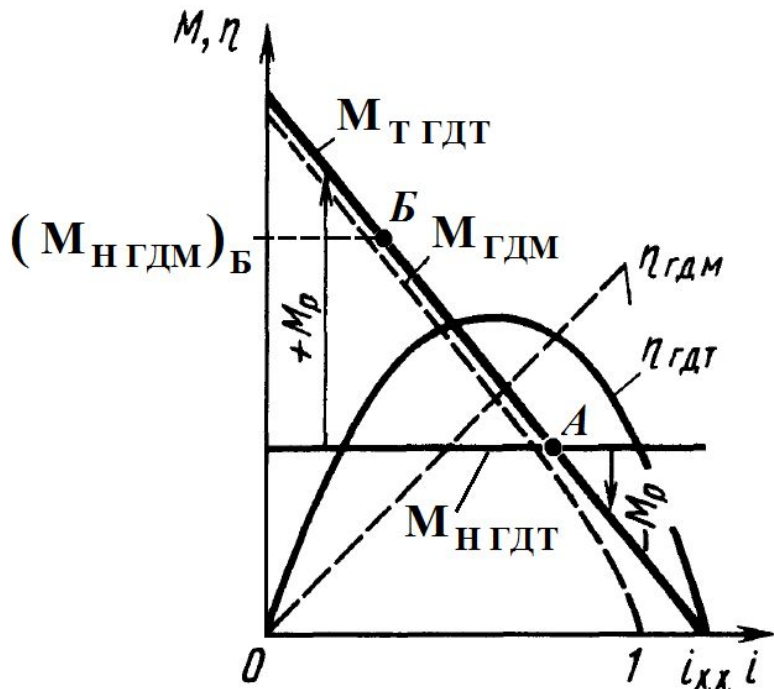
В большинстве комплексных гидротрансформаторов смена режимов гидротрансформатора и гидромуфты осуществляется автоматически в зависимости от условий работы передачи. При этом используется естественное свойство гидротрансформатора изменять знак момента на реакторе при таком передаточном отношении  $i_{K=1'}$ , при котором  $K=1$  и  $M_H = M_T$  (т.е. в характерной точке 2 для верхнего рисунка ил

$$M_H - M_T + M_P = 0$$

Для гидротрансформатора момент  $M_T = M_H \pm M_P$ . В точке A момент  $M_P = 0$ , левее точки A –  $M_P > 0$ , правее –  $M_P < 0$ . Если реактор освободить от жесткой связи с корпусом, то при  $i < i_{K=1}$  он будет вращаться в направлении, противоположном направлению вращения турбинного и насосного колес, а при  $i > i_{K=1}$  – в том же направлении, что насосное и турбинное колесо.

# Комплексные гидротрансформаторы

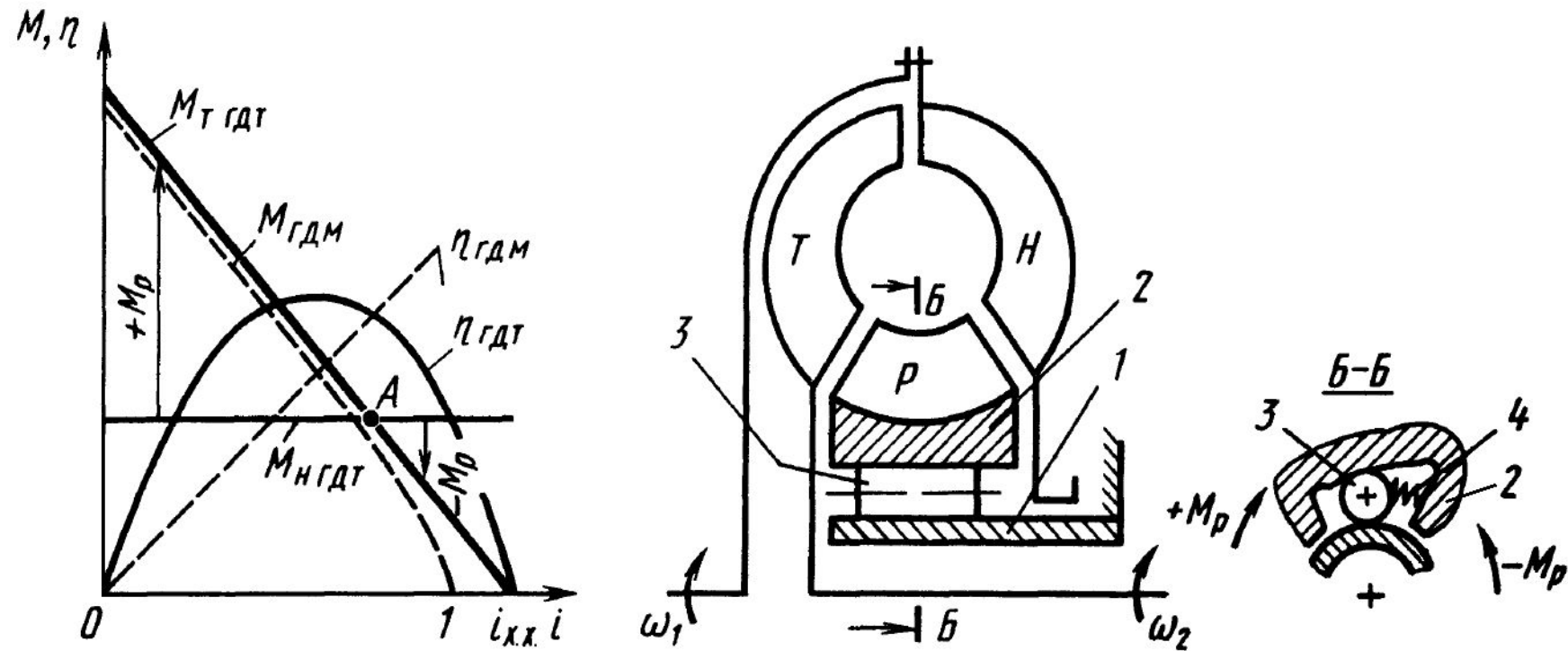
Комплексным называют гидротрансформатор, который на некоторых передаточных отношениях может работать как гидромуфта.



В точке Б - слева от точки А - КПД гидромуфты меньше КПД гидротрансформатора, а момент  $M_H = M_T = (M_{H\text{ гдм}})_Б$  гидромуфты больше момента  $M_{H\text{ гдт}}$  гидротрансформатора, что при том же моменте сопротивления (для данного передаточного отношения  $i = \text{const}$ ) потребует больших затрат мощности двигателя. Поэтому предпочтительно и желательно, чтобы при  $i < i_{K=1}$  (т.е. левее точки А) гидротрансформатор работал на режиме трансформации момента ( $M_H < M_T$  и  $K > 1$ ) и реактор был бы жестко связан с корпусом передачи.

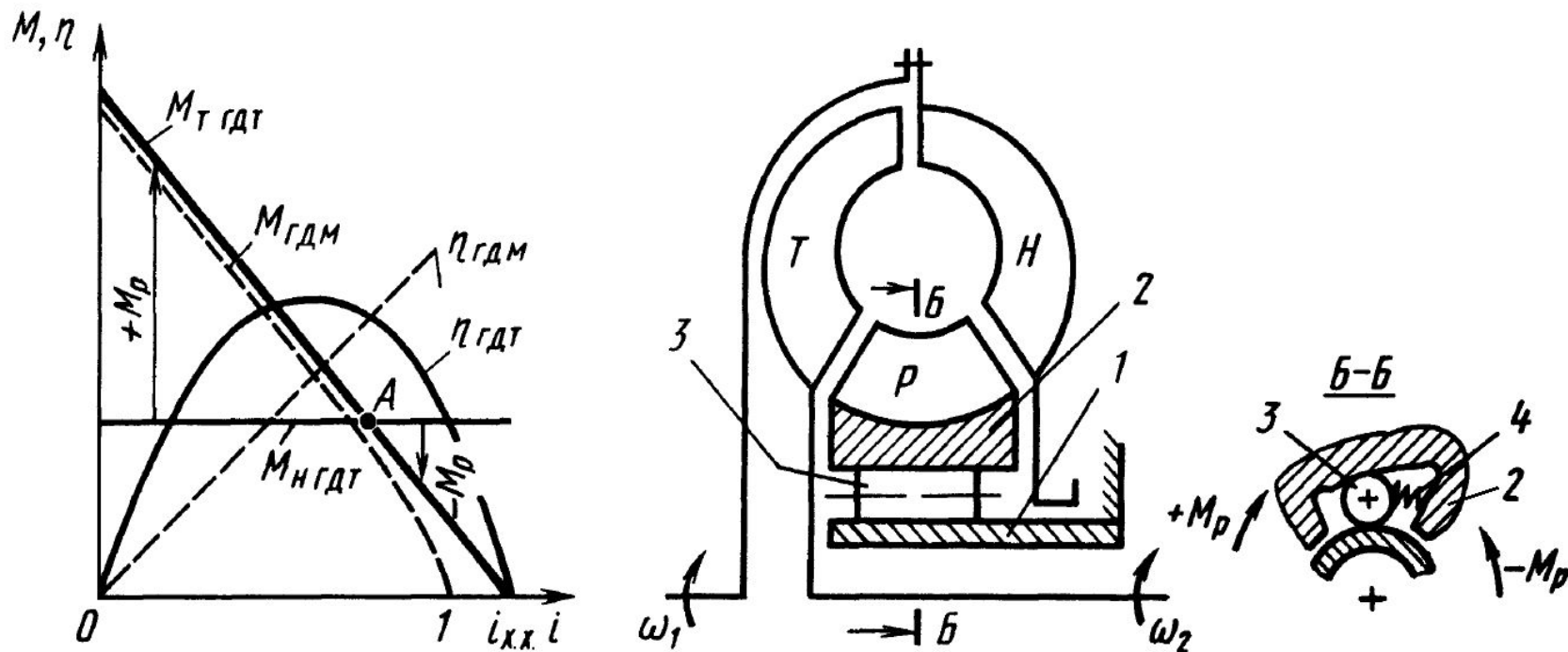
Справа от точки А КПД гидромуфты больше КПД гидротрансформатора, а момент  $M_H = M_T = M_{H\text{ гдм}}$  меньше момента  $M_{H\text{ гдт}}$ . На этих режимах освобождение реактора и обеспечение его свободного вращения в потоке жидкости является желательным, так как от двигателя отбирается малая мощность и в то же время увеличивается КПД передачи.

# Комплексные гидротрансформаторы



На практике для обеспечения автоматического заклинивания реактора относительно неподвижного корпуса при  $i > i_{K=1}$  и его освобождения применяют различные конструкции муфт свободного хода. Неподвижный, жестко закрепленный полый реакторный вал 1 охватывается обоймой 2, жестко связанной с реактором. Обойма 2 имеет фигурные внутренние пазы с наклонными плоскостями, взаимодействующими с роликами 3, которые поджимаются к наклонным плоскостям обоймы пружинами 4.

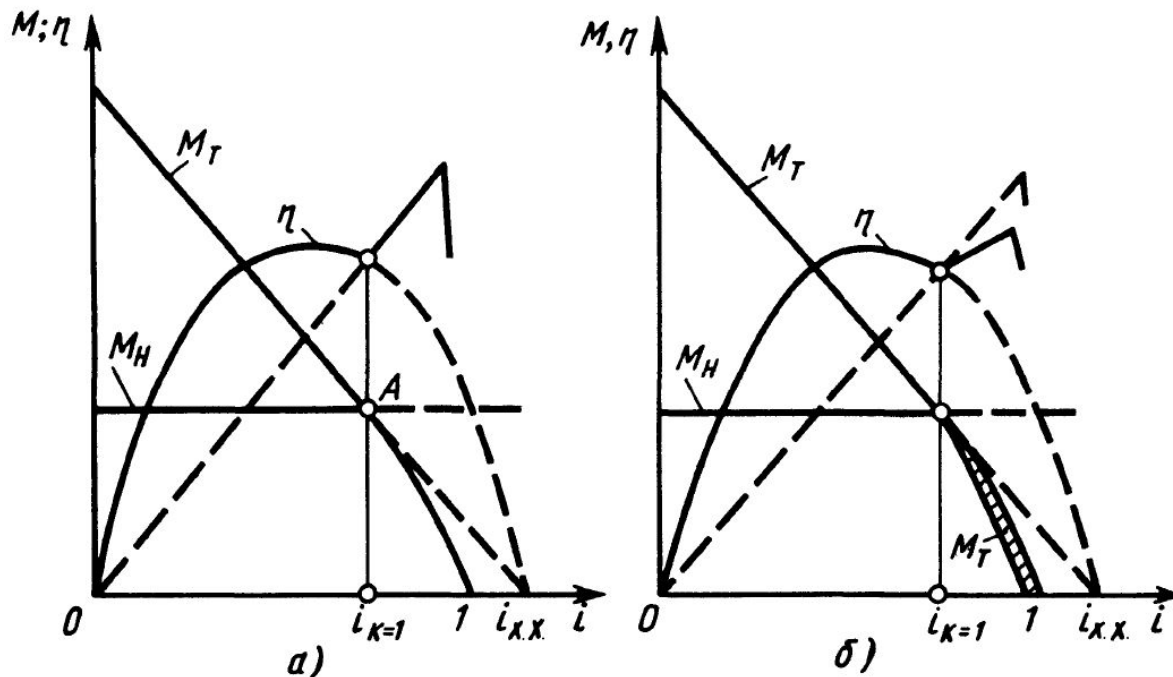
# Комплексные гидротрансформаторы



При действии на реактор положительного момента  $+M_p$  он с обоймой 2 стремится вращаться по часовой стрелке, и наклонные плоскости обоймы находят на ролики 3. Так как угол наклона плоскости меньше угла трения, происходит заклинивание ролика между обоймой и валом, и обойма с реактором не вращается. При этом гидротрансформатор работает на режиме трансформации момента. При действии на реактор отрицательного момента  $-M_p$  он с обоймой стремится вращаться против часовой стрелки и этому ничто не препятствует, так как наклонные плоскости обоймы стремятся «толкать» ролики, и реактор вместе с обоймой может свободно вращаться. При этом гидротрансформатор работает без трансформации момента (как гидромуфта).



# Комплексные гидротрансформаторы



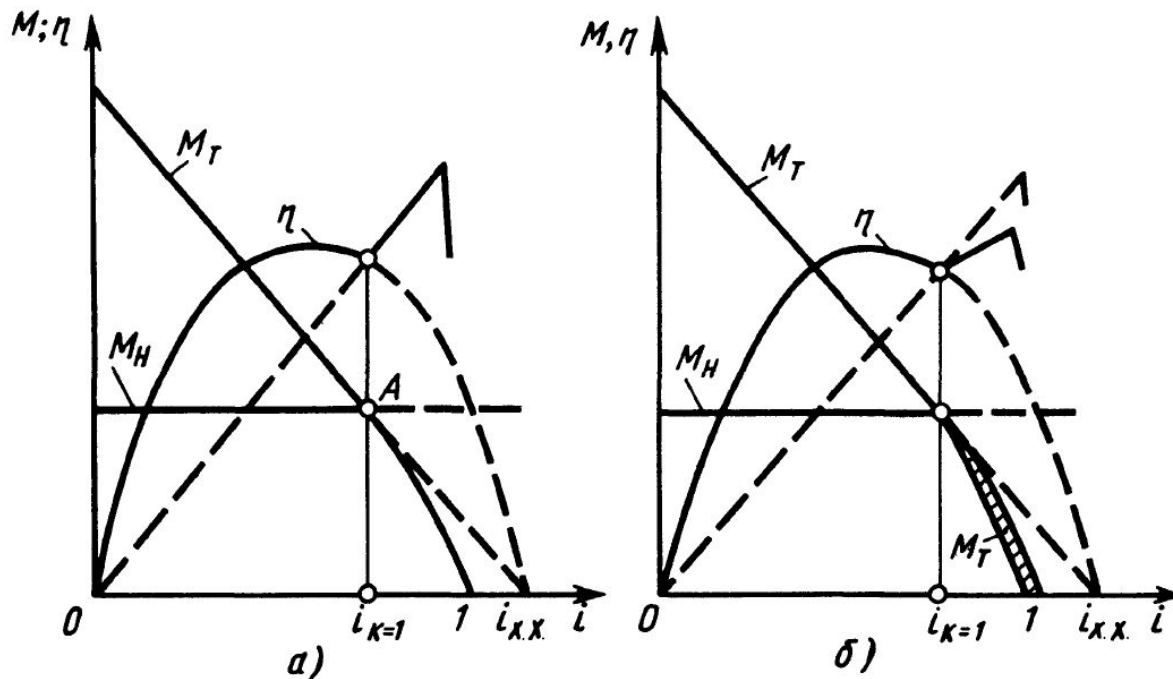
Внешние характеристики комплексного однореакторного ГДТ:

*а – идеальная; б – реальная*

На рисунке показаны внешние характеристики комплексного гидротрансформатора. Идеальная характеристика построена в предположении, что момент сопротивления при вращении реактора равен нулю, и при  $i_{K=1} < i < 1$   $M_H = M_T$ . В реальных условиях имеют место потери при вращении реактора (в муфте свободного хода, на дисковое трение, в подшипниках реактора и т. д.) и действительная характеристика комплексного гидротрансформатора имеет вид, показанный на рис. б (на участке

$i_{K=1} < i < 1$  момент  $M_T$  меньше момента  $M_H$  на величину потерь).

# Комплексные гидротрансформаторы



*Внешние характеристики комплексного одnoreакторного ГДТ:*

*а – идеальная; б – реальная*

Момент сопротивления при вращении реактора определяется в зависимости от режима работы и находится в заштрихованной области. Вследствие этого КПД комплексного гидротрансформатора на режимах гидромукты будет несколько меньше КПД «чистой» гидромукты.