

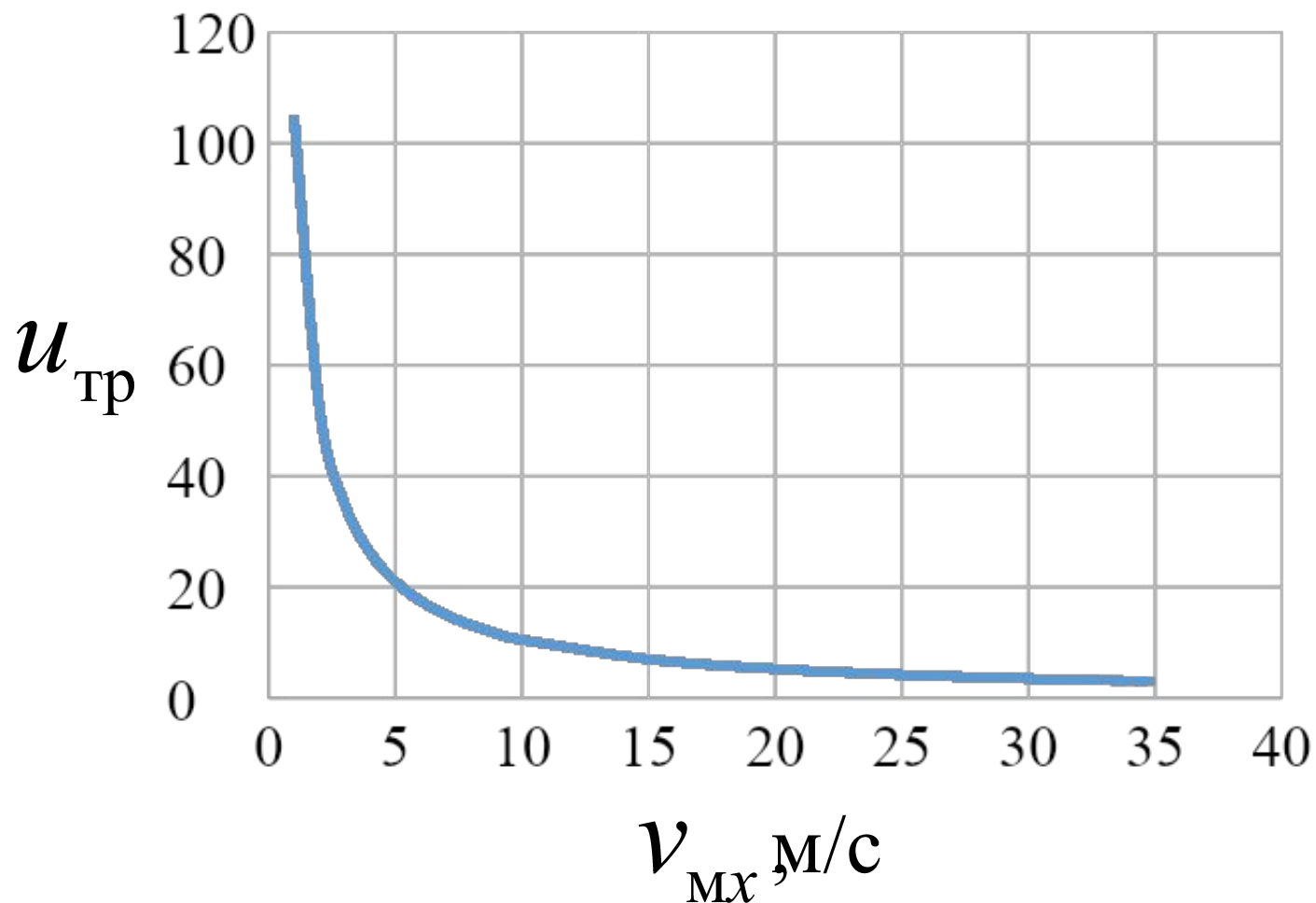
# Тягово-скоростные свойства КМ с гидродинамической передачей

Одним из основных направлений частичной автоматизации управления КМ, является применение автоматических трансмиссий, обеспечивающих снижение напряженности труда водителя и улучшение тягово-скоростных свойств и топливной экономичности.

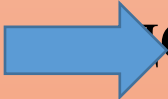
Обеспечение оптимальных зависимостей изменения  $M_{кр}$  от оборотов на КД возможно за счет изменения передаточного числа в трансмиссии, которое может быть определено из уравнения:

$$u_{тр} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{дв} \cdot r_{к}}{60 \cdot v_{мх}} = \frac{0,105 \cdot n_{дв} \cdot r_{к}}{v_{мх}}$$

При постоянной скорости  $\mathbf{n}_{\text{дв}} = \text{const}$  изменение передаточного числа должно подчиняться гиперболическому закону.



При изменении передаточного числа  $u_{\text{тр}}$  по гиперболическому закону увеличивается скорость движения на предельных по мощности двигателя подъемах, возрастает ускорение при разгоне, уменьшается время и путь разгона.

Однако при малых скоростях движения и большом передаточном числе трансмиссии момент на колесе ограничен предельной реакцией по сцеплению ( $Rx$ )  должен быть ограничен и диапазон передаточных чисел величиной  $u_{\text{тр max}}$ .

Из бесступенчатых передач наибольшее распространение получили гидродинамические.

Основные параметры гидродинамической передачи:

**Кинематические параметры:**

- передаточное отношение

$$i_{\text{ГТ}} = \omega_{\text{тур}} / \omega_{\text{нас}}$$

$\omega_{\text{тур}}$  — угловая скорость турбинного колеса

$\omega_{\text{нас}}$  — угловая скорость насосного колеса

- скольжение (в %)

$$s_{\text{ГТ}} = 100 \cdot (\omega_{\text{нас}} - \omega_{\text{тур}}) / \omega_{\text{нас}} = 100 \cdot (1 - i_{\text{ГТ}})$$

# Основные параметры гидродинамической передачи:

## Силовые (преобразующие) параметры:

- коэффициент трансформации

$$K_{\text{гт}} = M_{\text{тур}} / M_{\text{нас}}$$

$M_{\text{тур}}$  – крутящий момент на турбинном колесе

$$M_{\text{тур}} = \lambda_{\text{тур}} \cdot n_{\text{тур}}^2$$

$M_{\text{нас}}$  – крутящий момент на насосном колесе

$$M_{\text{нас}} = \lambda_{\text{нас}} \cdot n_{\text{нас}}^2$$

$\lambda_{\text{нас}}$  и  $\lambda_{\text{тур}}$  – коэффициенты пропорциональности крутящих моментов

$$\lambda_{\text{тур}} = \lambda_{\text{нас}} \cdot K_{\text{гт}} / i_{\text{гт}}^2$$

# Основные параметры гидродинамической передачи:

## Энергетические параметры:

- коэффициент полезного действия

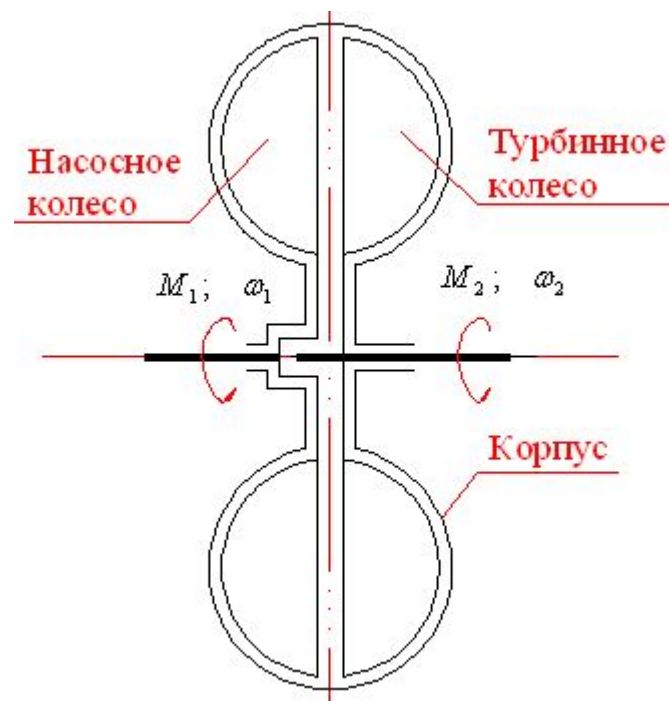
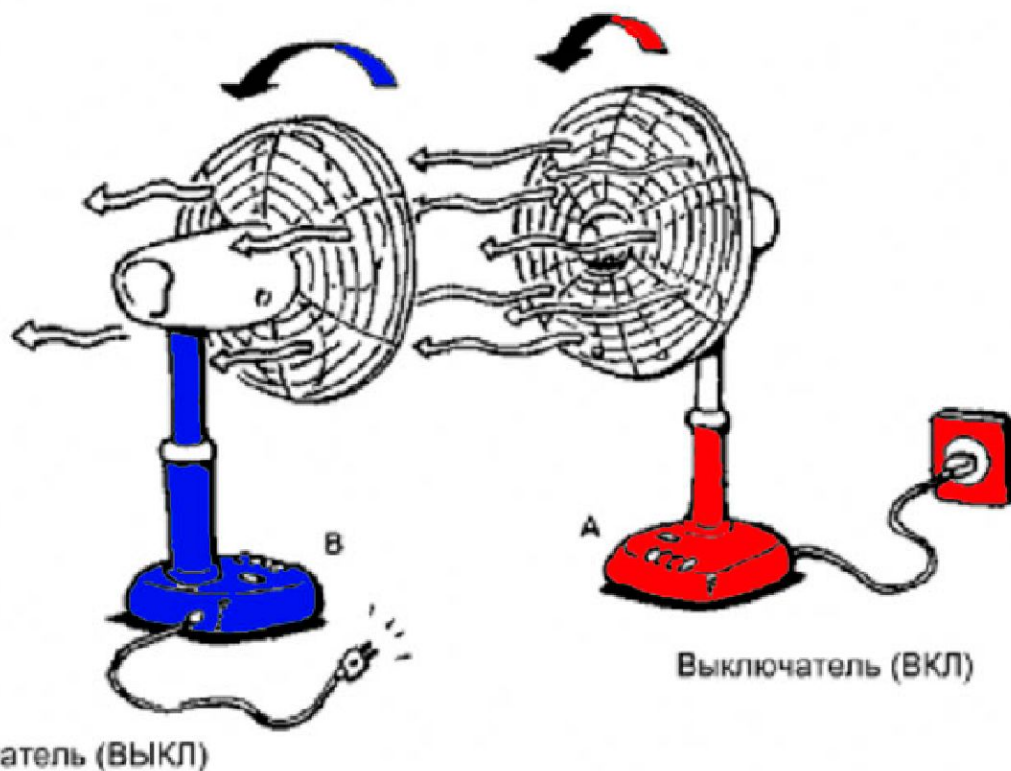
$$\eta_{\text{ГТ}} = \frac{N_{\text{тур}}}{N_{\text{нас}}} = \frac{M_{\text{тур}} \cdot \omega_{\text{тур}}}{M_{\text{нас}} \cdot \omega_{\text{нас}}} = K_{\text{ГТ}} \cdot i_{\text{ГТ}}$$

## Безразмерные характеристики:

$$\eta_{\text{ГТ}}(i_{\text{ГТ}}), K_{\text{ГТ}}(i_{\text{ГТ}}), \lambda_{\text{нас}}(i_{\text{ГТ}})$$

К гидродинамическим передачам относятся гидромуфта и гидротрансформатор, которые отличаются конструктивно и имеют различные характеристики.

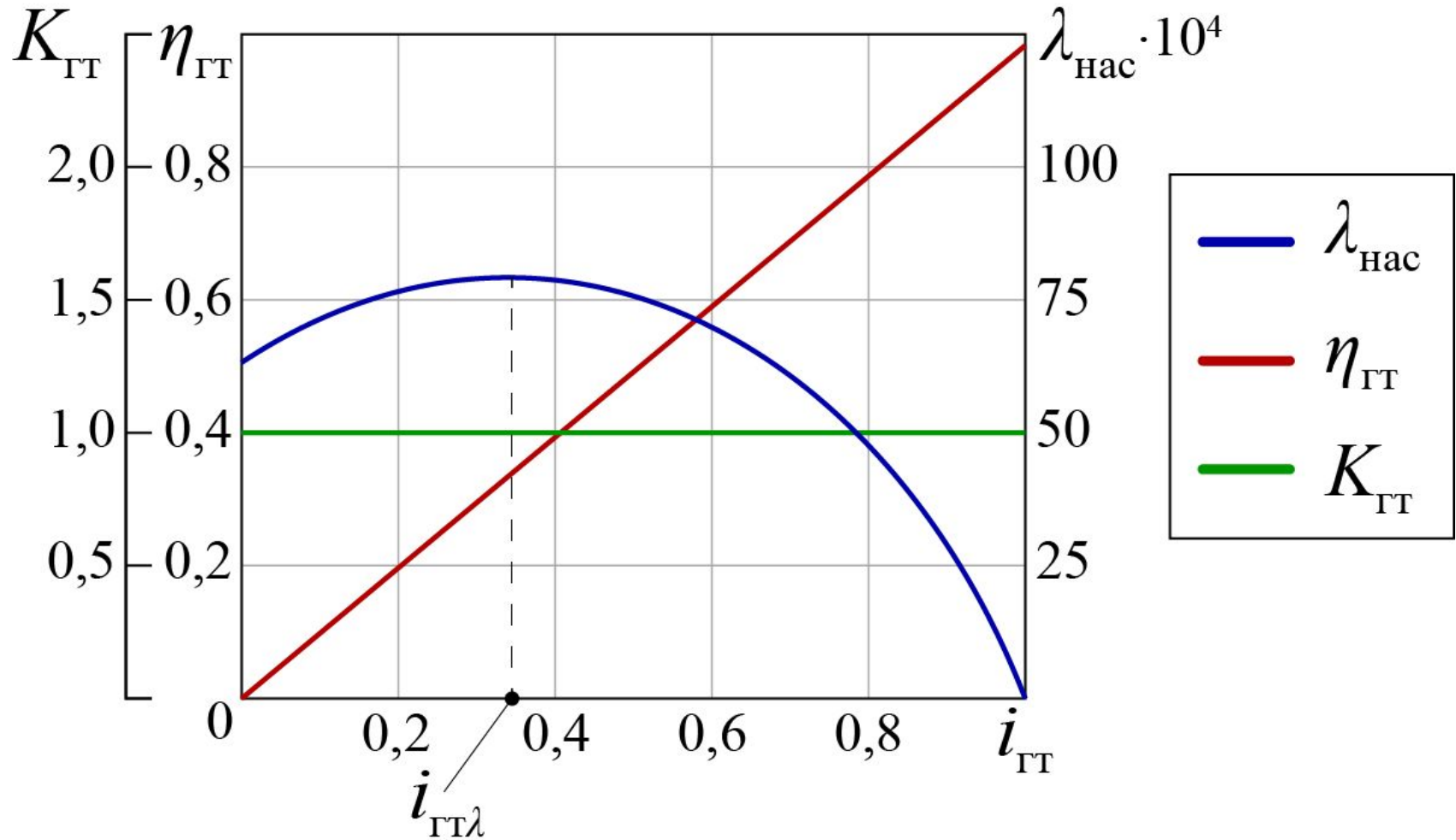
## Принцип работы гидромуфты



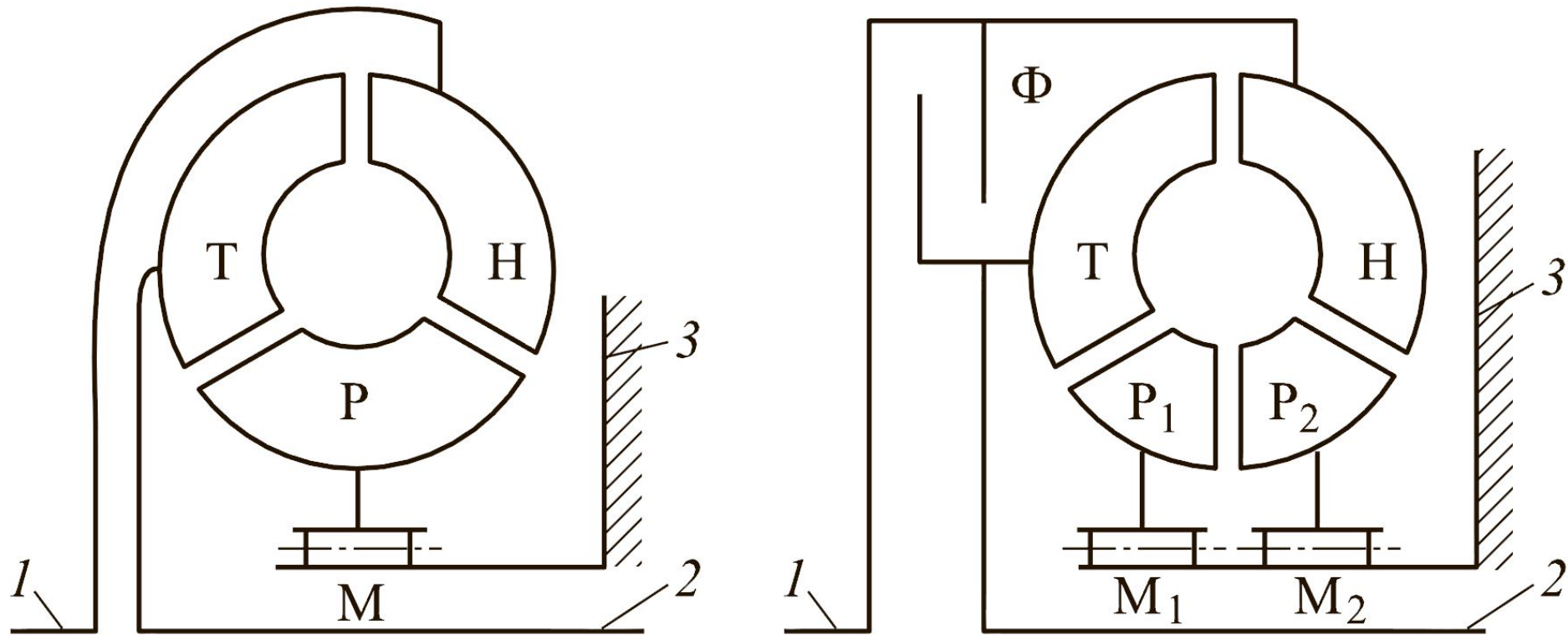


# У гидромурфты

$$M_{\text{тур}} = M_{\text{нас}}; \quad K_{\text{ГТ}} = 1; \quad \eta_{\text{ГТ}} = i_{\text{ГТ}},$$



# Схемы гидротрансформатора



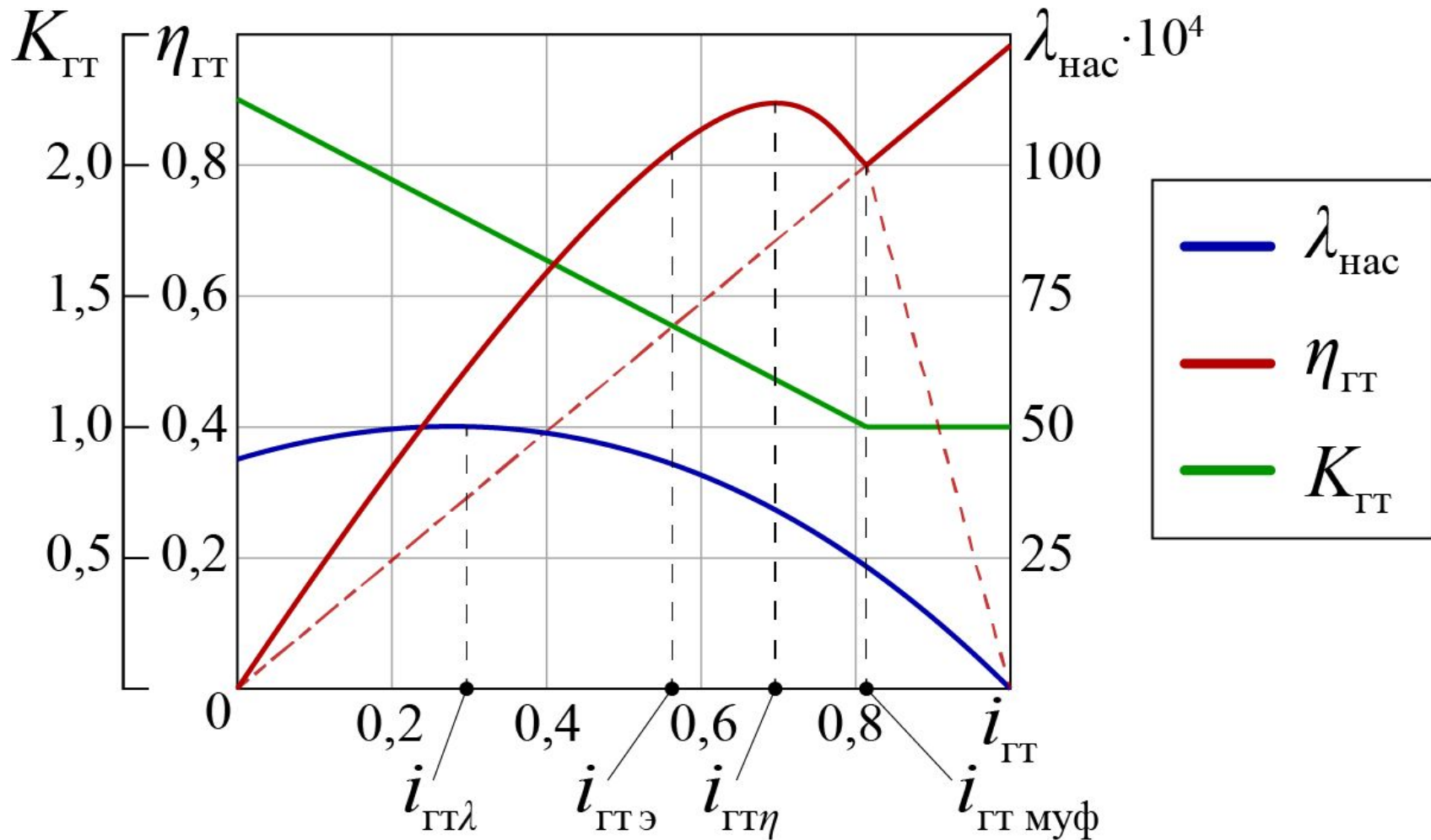
1 – входной вал; 2 – выходной вал; 3 – корпус;

Н – насосное колесо; Т – турбинное колесо; Р – реактор;

М – муфта свободного хода; Ф – фрикцион

# У гидротрансформатора

$K_{\text{ГТ}} \geq 1$  (при  $K_{\text{ГТ}} = 1$  переходит на режим гидромуфты);



Лучше работать при  $\eta_{\text{ГТ}} > 0,8$

## Имеются следующие характерные точки:

1. В стоповом режиме ( $i_{\text{ГТ}} = 0$ )

$$K_{\text{ГТ max}} = 2 \dots 2,5 \text{ – у легковых КМ;}$$

$$K_{\text{ГТ max}} = 2,2 \dots 4 \text{ – у грузовых КМ.}$$

2. Передаточное отношение  $i_{\text{ГТ муф}} = 0,84 \dots 0,87$  характеризует переход на режим гидромуфты.

3. Максимальное значение КПД  $\eta_{\text{ГТ max}} = 0,88 \dots 0,92$  находится в диапазоне  $i_{\text{ГТ}\eta} = 0,7 \dots 0,8$ .

4. Ограничение эксплуатационного режима диапазоном  $i_{\text{ГТ}\eta} = 0,4 \dots 0,6$  при КПД  $\eta_{\text{ГТ}\varepsilon} \approx 0,8$ .

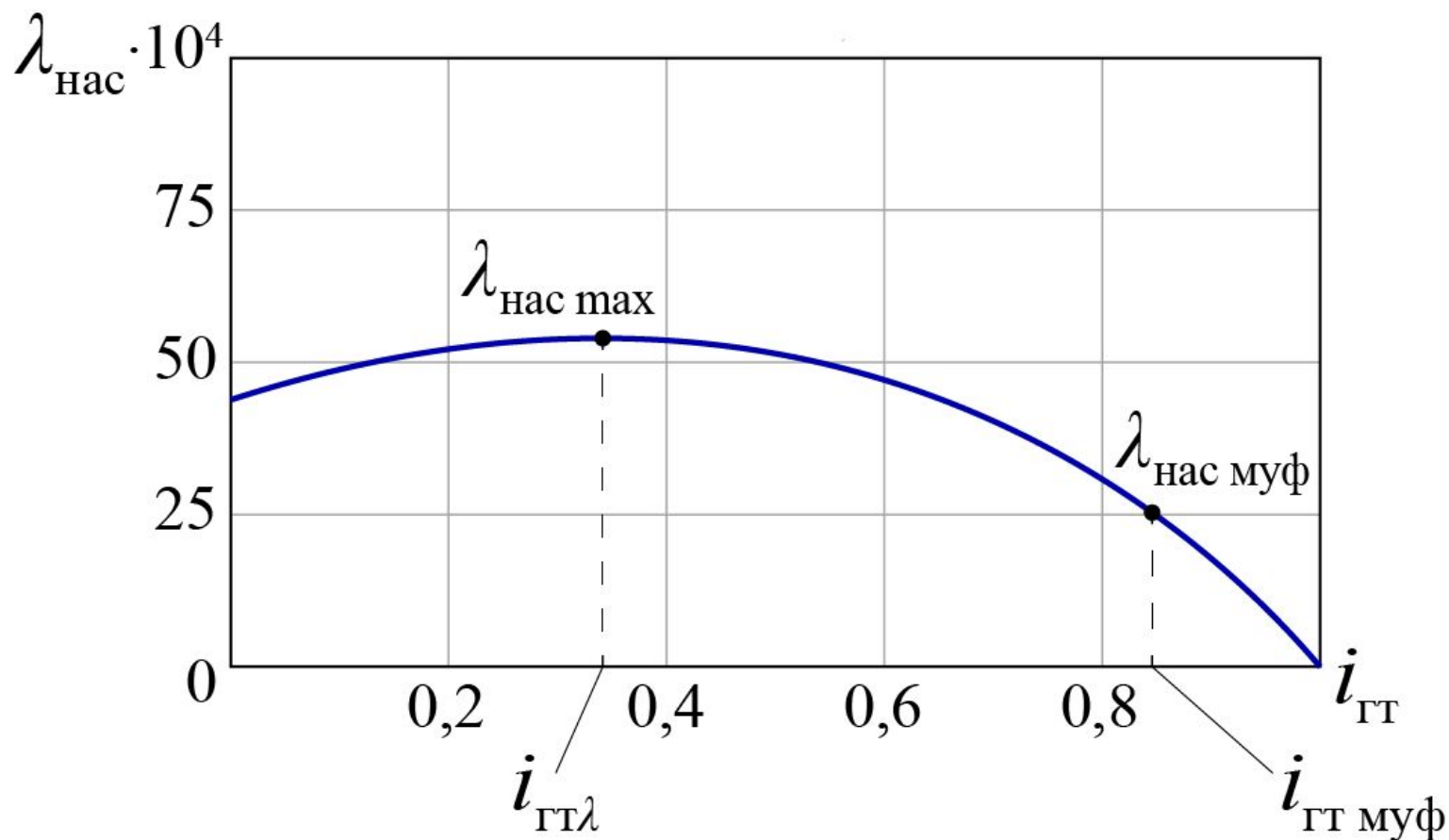
5. Максимальное значение коэф. пропорциональности момента  $i_{\text{ГТ}\lambda}$

Диапазон  $0 \leq i_{\text{ГТ}} \leq i_{\text{ГТЭ}}$  используется при трогании КМ с места, при большом сопротивлении движению и низком коэффициенте сцепления.

Зависимость  $\lambda_{\text{нас}}(i_{\text{ГТ}})$  характеризует прозрачность гидродинамической передачи – способность передавать двигателю изменение нагрузки на валу турбины.

Прозрачность гидродинамической передачи оценивают коэффициентом прозрачности:

$$\Pi_{\text{ГТ}} = \lambda_{\text{нас max}} / \lambda_{\text{нас муф}}$$

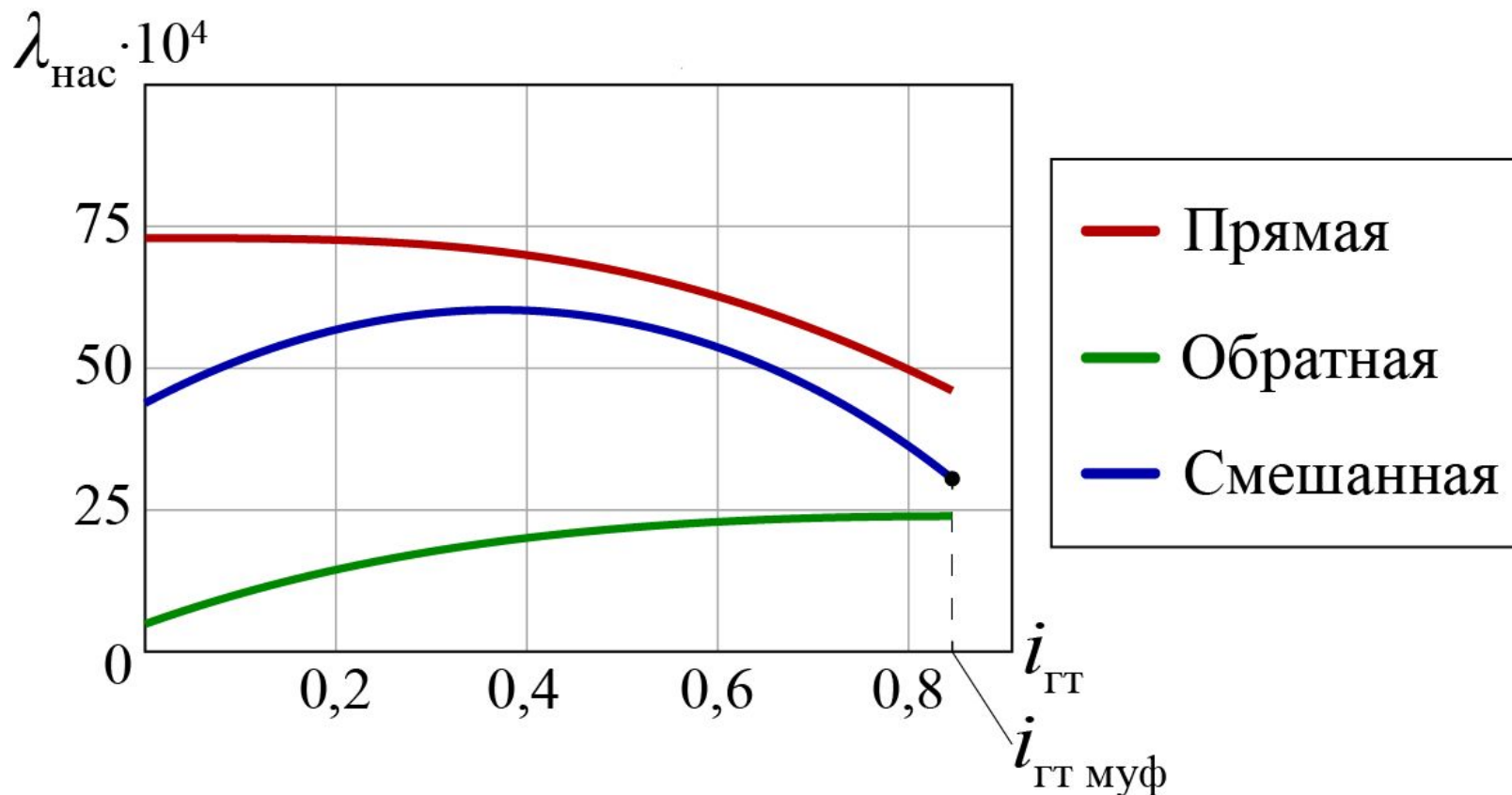


## Рассматривают три вида прозрачности:

при увеличении  $i_{ГТ}$  значения  $\lambda_{нас}$  уменьшаются – прямая;

при увеличении  $i_{ГТ}$  значения  $\lambda_{нас}$  увеличиваются – обратная;

$\lambda_{нас}$  имеет максимум в диапазоне  $0 \leq i_{ГТ} \leq i_{ГТ муф}$  – смешанная.



В зависимости от значения коэффициента прозрачности гидродинамические передачи подразделяют на:

$\Pi_{\text{ГТ}} = 1 \dots 1,2$  – непрозрачная

(двигатель не реагирует на изменение сопротивления движению КМ);

$\Pi_{\text{ГТ}} = 1,2 \dots 1,5$  – малопрозрачная;

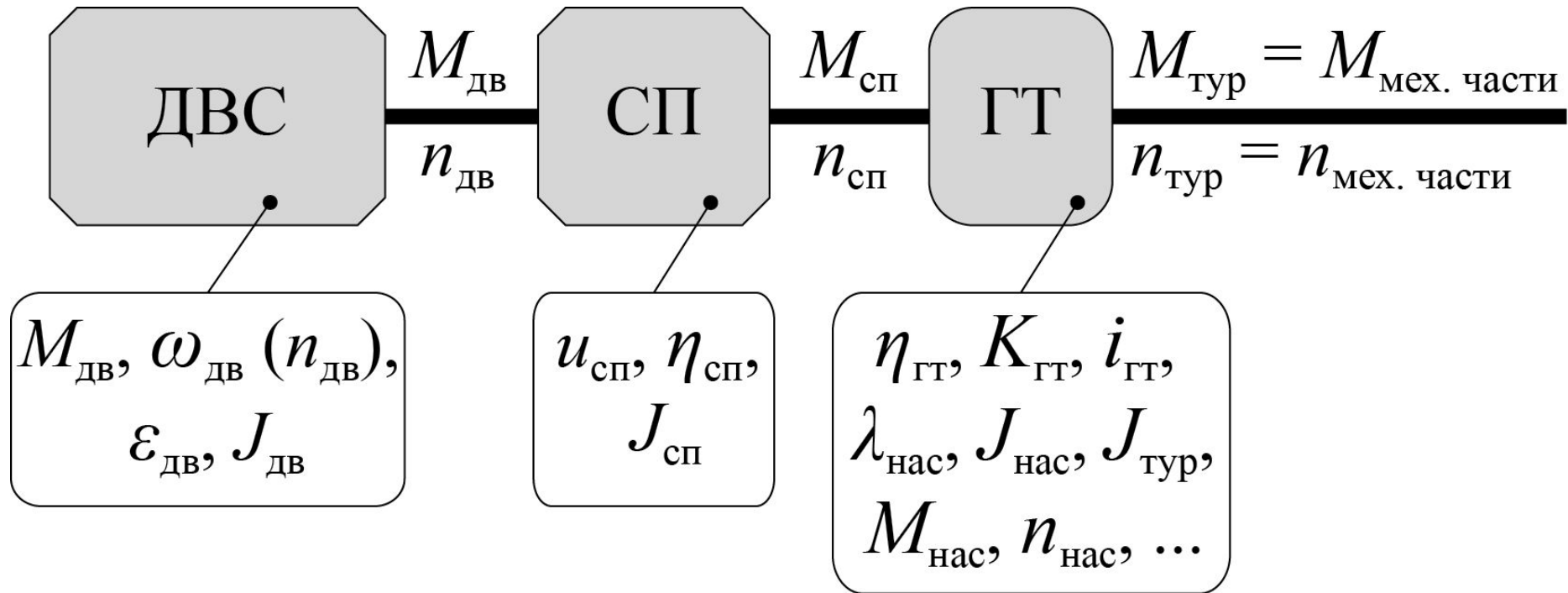
$\Pi_{\text{ГТ}} > 1,5$  – прозрачная.



При наличии в КМ гидродинамической передачи невозможно рассчитывать тяговую характеристику так, как при механической трансмиссии.

Это объясняется тем, что эти передачи, в отличие от механической, не обеспечивают жесткой, однозначной связи вала двигателя с ведущими колесами, при которой величина крутящего момента ведущих колес определяется произведением крутящего момента двигателя на передаточное число трансмиссии (без учета потерь), а угловая скорость колес – делением угловой скорости вала двигателя на то же передаточное число.

Совместная работа двигателя и гидротрансформатора определяется *нагрузочной характеристикой двигателя с гидродинамической передачей.*



Согласующая передача (СП) обеспечивает согласование оборотов двигателя и рабочих оборотов насосного колеса.

$$n_{\text{СП}} = \frac{n_{\text{ДВ}}}{u_{\text{СП}}}$$

$$M_{\text{СП}} = M_{\text{ДВ}} \cdot k_{\text{СН/Н}} \cdot u_{\text{СП}} \cdot \eta_{\text{СП}}$$

Для совместной работы необходимо, чтобы момент, поступающий к валу насосного колеса воспринимался гидравлическим моментом на его лопатках

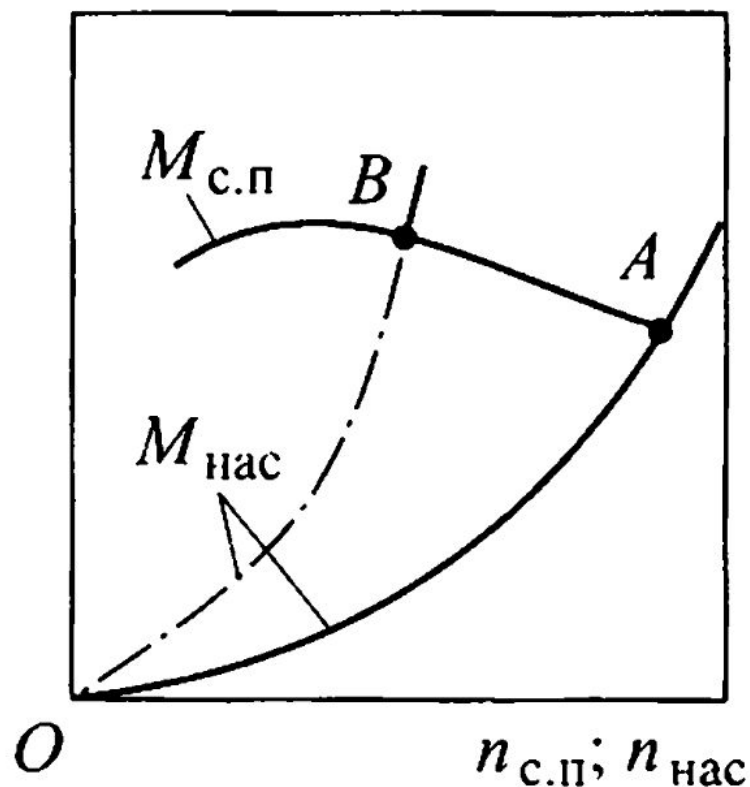
$$M_{\text{сп}} = M_{\text{нас}} = \lambda_{\text{нас}} \cdot n_{\text{нас}}^2$$

при

$$n_{\text{сп}} = n_{\text{нас}}$$

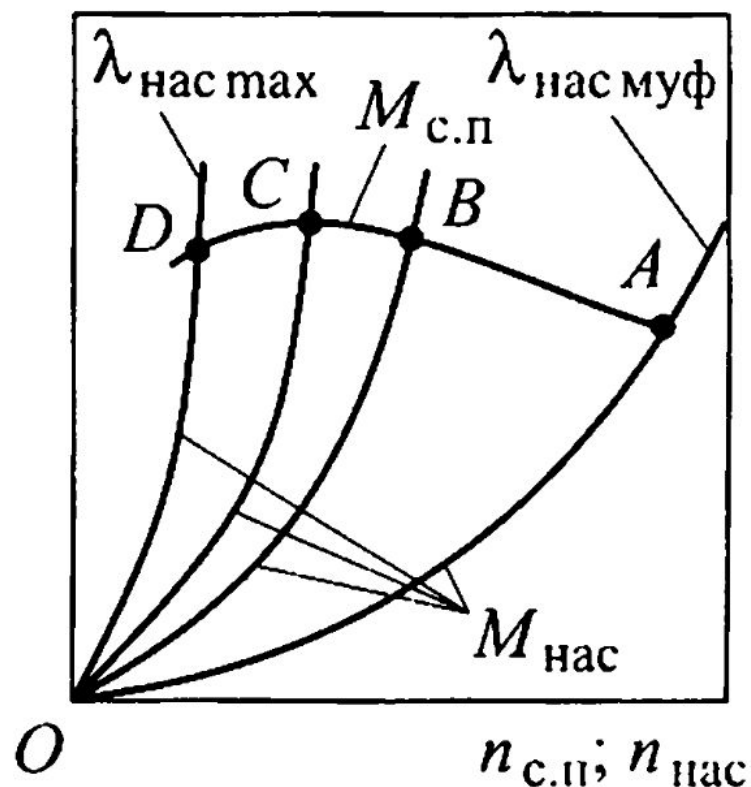
Пересечения кривых  $M_{\text{сп}}(n_{\text{сп}})$  и  $M_{\text{нас}}(n_{\text{нас}})$  при  $n_{\text{сп}} = n_{\text{нас}}$  определяют точку совместной работы двигателя с гидродинамической передачей.

$M_{\text{с.п.}}; M_{\text{нас}}$



*a*

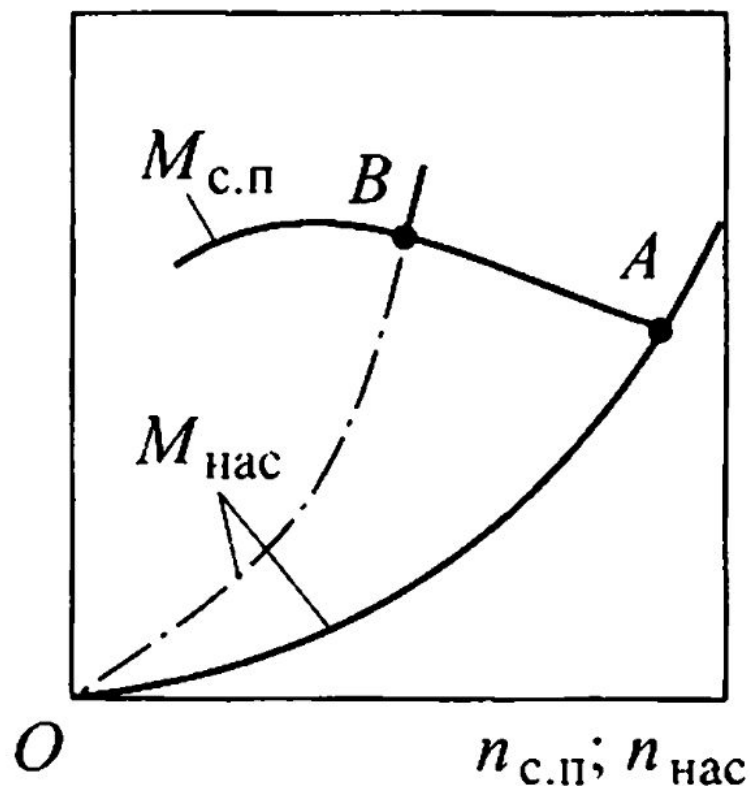
$M_{\text{с.п.}}; M_{\text{нас}}$



*б*

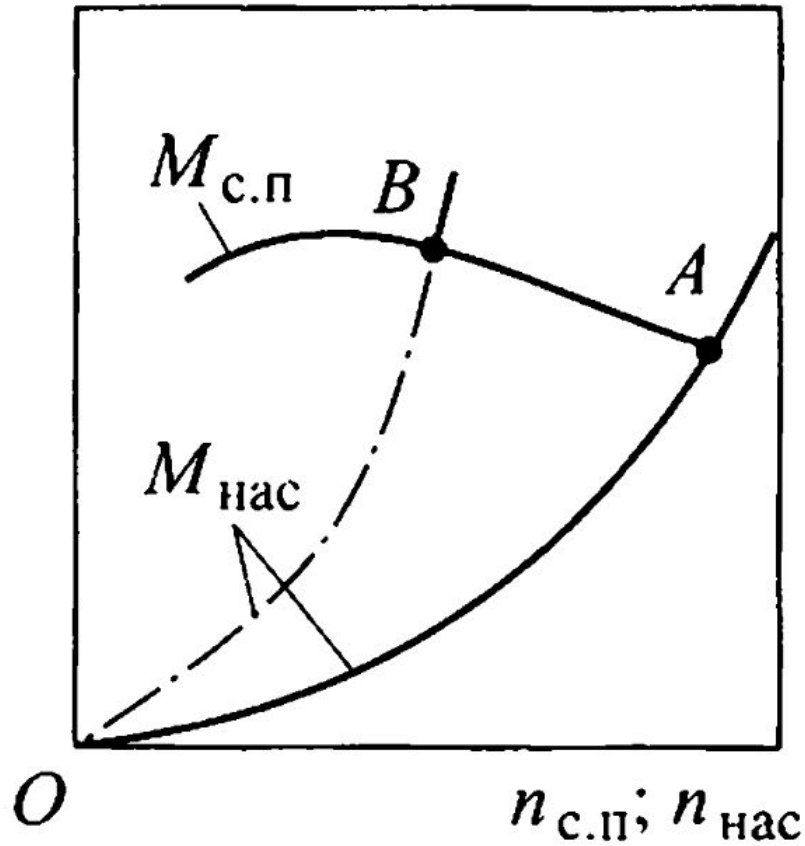
Для непрозрачных передач ( $\lambda_{\text{нас}} \approx \text{const}$ ) зависимость  $M_{\text{нас}}(n_{\text{нас}})$  и график совместной работы характеризуется узким пучком парабол, который обычно заменяют одной параболой.

$M_{\text{с.п}}; M_{\text{нас}}$



Совместная работа при неизменной подаче топлива возможна только при одной частоте, неизменной при изменении  $i_{\text{ГТ}}$ . Этой частоте соответствует определенное значение момента  $M_{\text{нас}}$ .

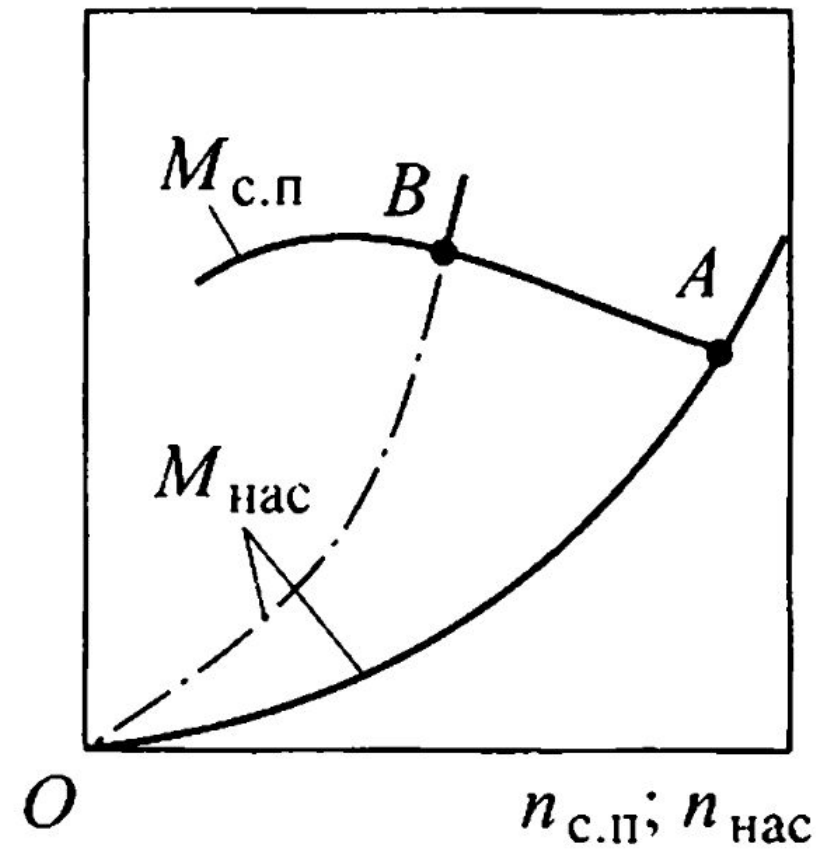
$M_{с.п}; M_{нас}$



Если выбрать кривую, проходящую через точку  $A$  (сплошная линия), то можно использовать полную мощность двигателя, но она проходит далеко от зоны минимального удельного расхода топлива, поэтому частичные режимы работы двигателя будут

неэкономичными.

$M_{с.п}; M_{нас}$



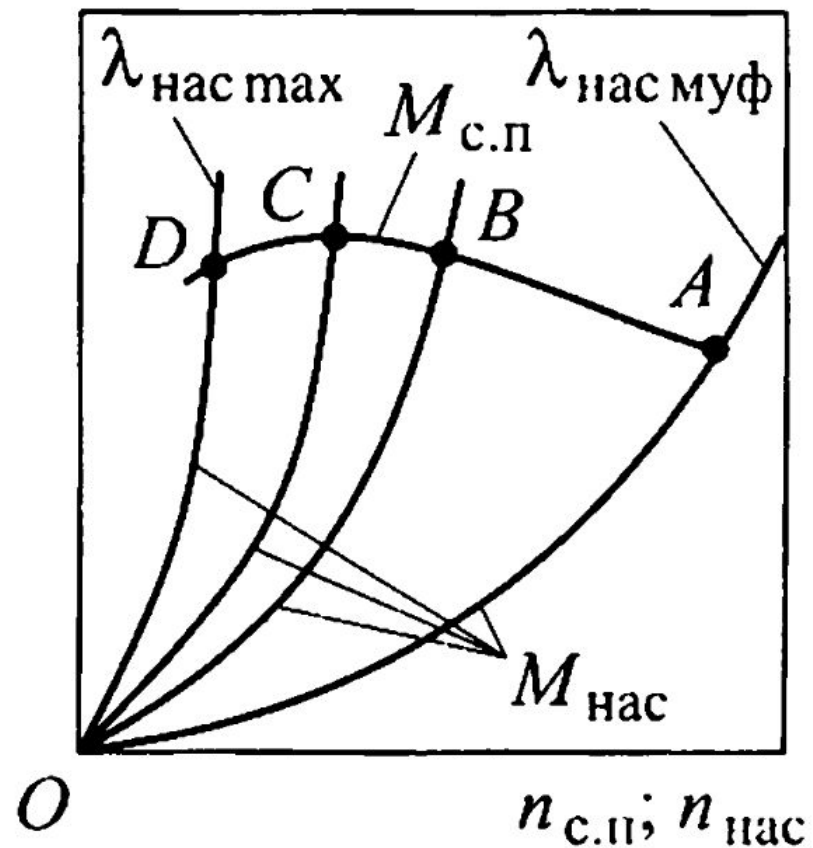
Если выбрать кривую, проходящую через точку **B** (штрихпунктирная линия), обеспечивающую работу двигателя при минимальном удельном расходе двигателя, то исключается возможность использования полной мощности двигателя и снижаются тягово-скоростные

Следовательно, непрозрачный гидротрансформатор не позволяет в полной мере реализовать возможности двигателя и его применение нецелесообразно.



Для прозрачных передач зависимости  $M_{\text{нас}}(n_{\text{нас}})$  и графики совместной работы характеризуются пучком парабол, ширина которых тем больше, чем больше коэффициент прозрачности  $\Pi_{\text{ГТ}}$ . Следовательно, он имеет множество нагрузочных характеристик

$M_{\text{с.п}}; M_{\text{нас}}$



Точки пересечения кривых  $M_{с.п.}(n_{с.п.})$  и  $M_{нас.}(n_{нас.})$  при полной подаче топлива соответствуют:

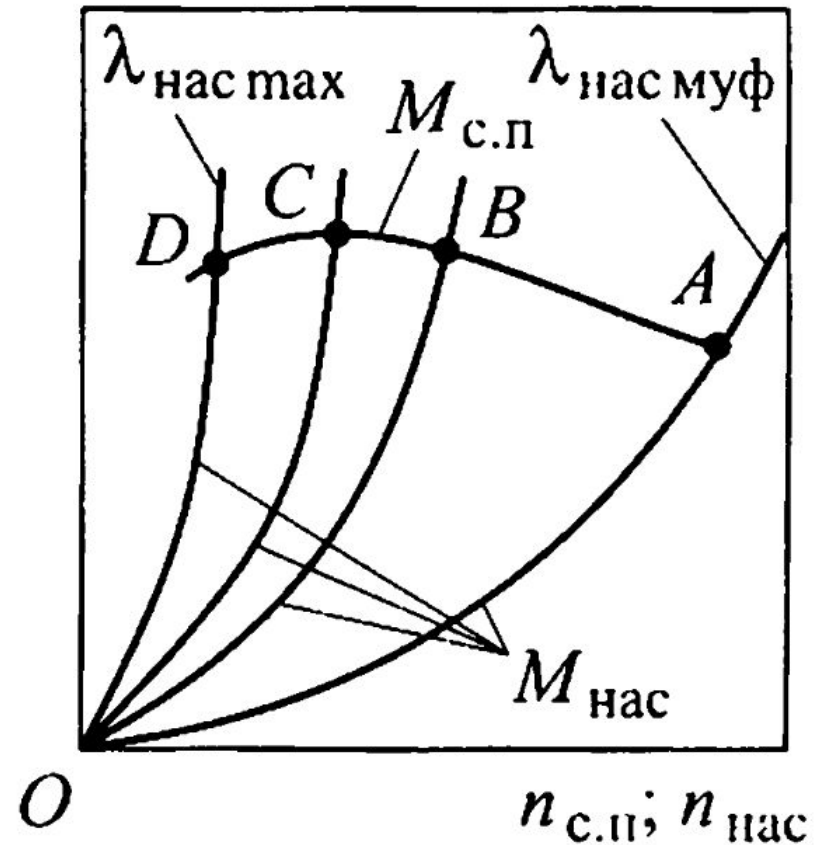
**A** – максимальной мощности;

**B** – минимальному удельному расходу топлива;

**C** – максимальному крутящему моменту;

**D** – максимальному значению  $\lambda_{нас. max}$ .

$M_{с.п.}; M_{нас.}$



Нагрузочная кривая, получаемая при  $\lambda_{\text{нас max}}$ , должна обязательно пересекаться с кривой  $M_{\text{сп}}(n_{\text{сп}})$  при полной подаче топлива, что обеспечивает устойчивую работу двигателя в любых эксплуатационных условиях, исключает его перегрузку и остановку.

# Динамическая характеристика

Для определения динамической характеристики  $D_{\phi}(m_{\text{м}}; v_{\text{хм}}; u_{\text{тр}})$  КМ с гидродинамической передачей необходимо определить параметры на валу входа в механическую часть трансмиссии.

Параметры входного вала насосного колеса:

$$n_{\text{СП}} = n_{\text{ДВ}} / u_{\text{СП}};$$

$$M_{\text{СП}} = M_{\text{ДВ}} \cdot k_{\text{СН}N} \cdot u_{\text{СП}} \cdot \eta_{\text{С.П}};$$

$$N_{\text{СП}} = N_{\text{ДВ}} \cdot k_{\text{СН}N} \cdot \eta_{\text{СП}}.$$

Совместная работа двигателя и гидротрансформатора определяется равенствами  $M_{\text{СП}}(n_{\text{СП}}) = M_{\text{нас}}(n_{\text{нас}})$  и  $n_{\text{СП}} = n_{\text{нас}}$ , которые могут быть достигнуты при конкретных расчетных значениях  $i_{\text{ГТ}}$  и  $n_{\text{нас}}$ .

Определяются параметры на выходном валу турбинного колеса, связанном жестко с входным валом механической части трансмиссии:

$$M_{\text{тур}} = K_{\text{ГТ}} \cdot M_{\text{СП}}$$

$$n_{\text{тур}} = i_{\text{ГТ}} \cdot n_{\text{СП}}$$

$$N_{\text{тур}} = N_{\text{нас}} \cdot \eta_{\text{ГТ}} \approx N_{\text{СП}} \cdot K_{\text{ГТ}} \cdot i_{\text{ГТ}}$$

Дальнейший расчет аналогичен рассмотренному ранее расчету для случая механической трансмиссии:

$$P_{\text{км}} = M_{\text{тур}} \cdot u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}} / r_{\text{к0}}$$

$$v_{\text{мх}} = 0,105 \cdot r_{\text{к}} \cdot n_{\text{тур}} / u_{\text{тр}}$$

$$D_{\text{ф}} = (P_{\text{км}} - P_{\text{w}}) / P_{\text{м}}$$

$$N_{\text{км}} = N_{\text{тур}} \cdot \eta_{\text{тр}}$$

Дифференциальное уравнение прямолинейного движения КМ с гидромеханической передачей аналогично уравнению, полученному для механической передачи

$$m_{\text{м}} \cdot \delta_{\text{вр гт}} \cdot a_{\text{м х}} = M_{\text{тур}} \cdot u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}} / r_{\text{к}} - P_{\text{с}}$$

где  $\delta_{\text{вр гт}}$  – коэффициент учета вращающихся масс, учитывающий влияние моментов инерции насосного и турбинного колес на изменение кинетической энергии системы.



Суммарный момент инерции двигателя  $J_{\text{дв}}$ , согласующей передачи  $J_{\text{сп}i}$  и насосного колеса с массой жидкости в его полости  $J_{\text{нас}}$ :

$$J_{\text{дв-нас}} = J_{\text{дв}} u_{\text{сп}}^2 + \sum_{i=1}^{n_{\text{сп}}} J_{\text{сп}i} u_i^2 + J_{\text{нас}}$$

где  $J_{\text{сп}i}$  – момент инерции  $i$ -й вращающейся массы согласующей передачи;

$u_i$  – передаточное число от  $i$ -й массы до насосного колеса.

Суммарный инерционный момент двигателя, согласующей передачи и насосного колеса:

$$M_{J_{\text{дв-нас}}} = - J_{\text{дв-нас}} \frac{d\omega_{\text{нас}}}{dt}$$

Инерционный момент турбинного колеса

$$M_{J_{\text{тур}}} = - J_{\text{тур}} \frac{d\omega_{\text{тур}}}{dt}.$$

После преобразований получим:

$$\delta_{\text{вр гт}} = 1 + \frac{\left( J_{\text{дв-нас}} K_{\text{гт}} u_{\text{тр}}^2 \eta_{\text{тр}} \frac{d\omega_{\text{нас}}}{dt} + J_{\text{тур}} u_{\text{тр}}^2 \eta_{\text{тр}} + \sum_{i=1}^{n_{\text{к}}} J_{\text{ки}} \right)}{m_{\text{м}} r_{\text{к}}^2}$$

Для непрозрачного гидротрансформатора

$$d\omega_{\text{нас}} / dt = 0.$$

У прозрачного гидротрансформатора  $\delta_{\text{вр гт}}$  переменная не только в зависимости от передаточного числа трансмиссии  $u_{\text{тр}}$ , но и от скорости движения в пределах одной передачи, так как отношение  $d\omega_{\text{нас}} / dt$  изменяется с изменением величины  $\omega_{\text{тур}}$ .

# Тягово-скоростные и разгонные характеристики КМ 8х8

Для обеспечения работы ГТ в экономичном режиме при недостаточном значении  $K_{ГТ}$  необходимо использовать несколько передач в механической части трансмиссии

