

Выбор передаточных чисел узлов трансмиссии

Общее число передач или ступеней трансмиссии ($n_{\text{ст тр}}$) определяется произведением числа ступеней в отдельных агрегатах:

$$n_{\text{ст тр}} = n_{\text{ст дел}} \cdot n_{\text{ст к.п}} \cdot n_{\text{ст дем}} \cdot n_{\text{ст р.к}}$$

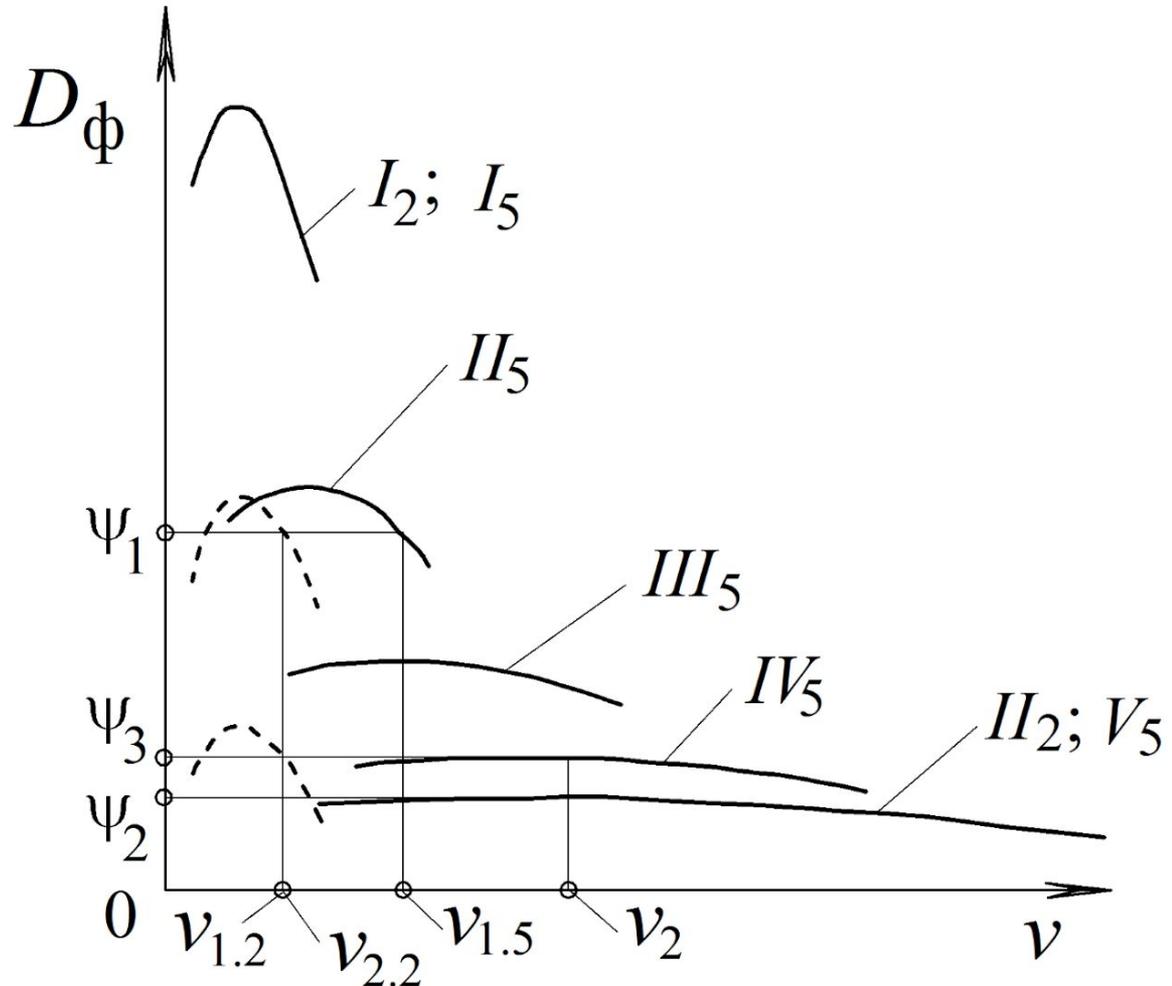
Чем больше число ступеней передач $n_{\text{ст тр}}$, тем выше тягово-скоростные и топливно-экономические характеристики колесной машины.

Выбор передаточных чисел узлов трансмиссии

Это можно проиллюстрировать на примере КМ с двумя коробками перемены передач: 2-х и 5-и ступенчатой, у которых передаточные числа крайних передач равны:

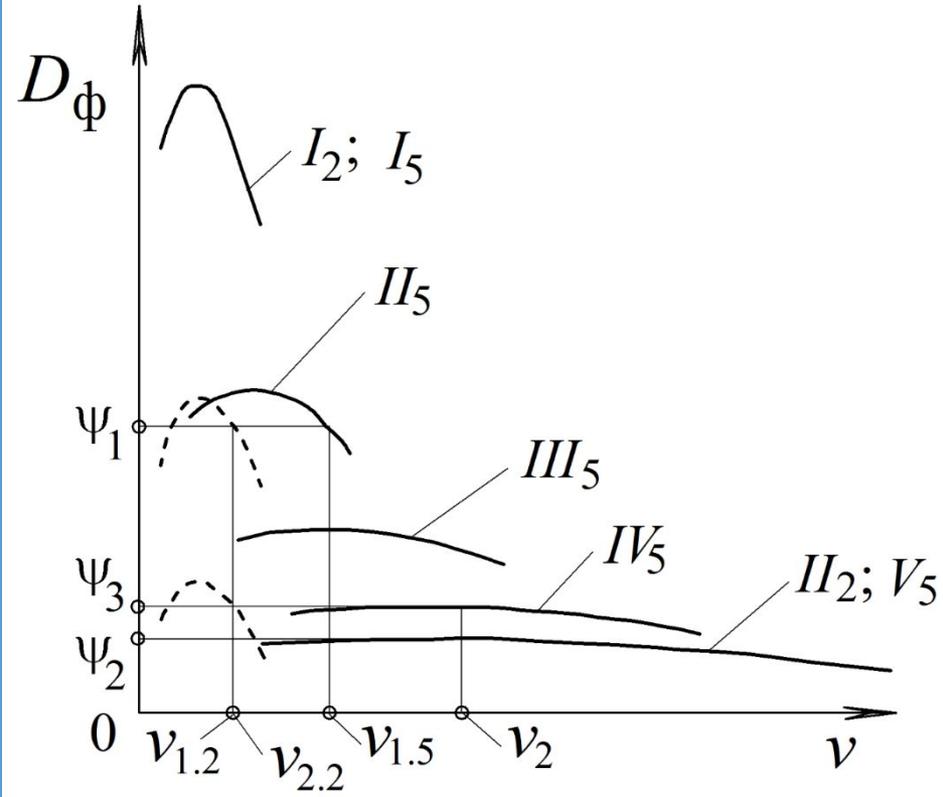
$$u_{I2} = u_{I5}$$

$$u_{II2} = u_{V5}$$



Выбор передаточных чисел узлов трансмиссии

При сопротивлении ψ_1 для 5-ти ступенчатой КП возможна работа на II_5 передаче при полной подаче топлива со скоростью $v_{1.5}$. А для 2-х ступенчатой возможна работа только на I_2 передаче на частичной характеристике (пунктирная линия) со скоростью $v_{1.2}$.

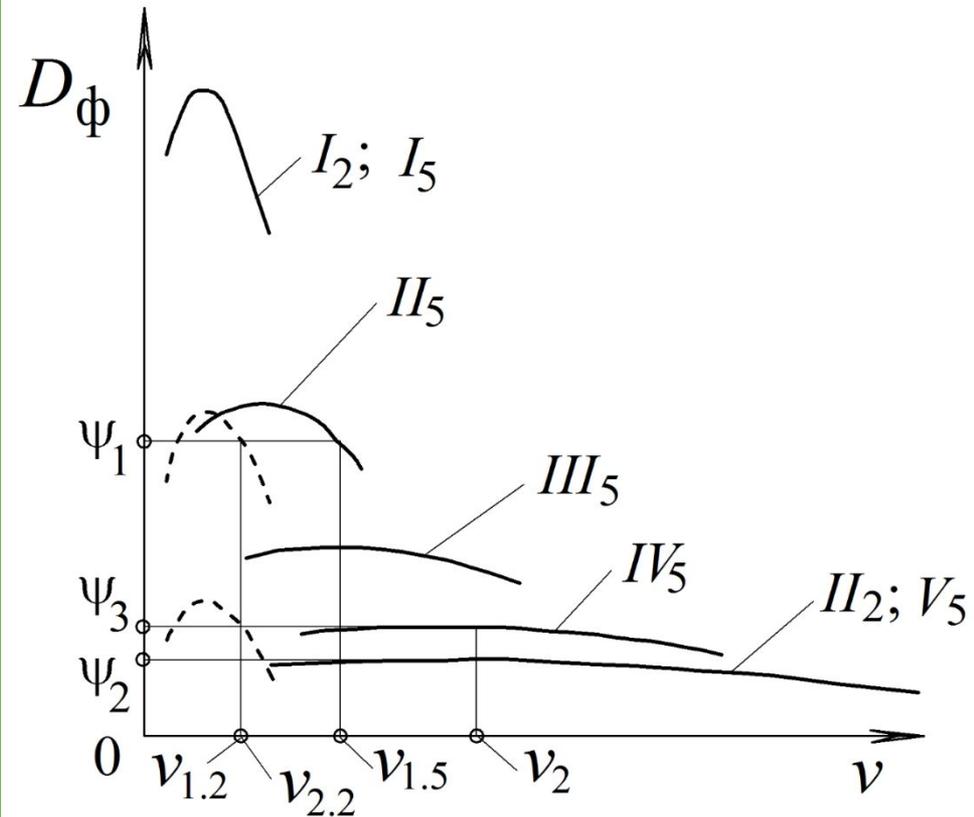


Скорость $v_{1.5} > v_{1.2}$, а также больше коэффициент использования мощности у 5-ти ступенчатой коробки $k_{иN5} > k_{иN2}$, следовательно, расход топлива меньше.

Выбор передаточных чисел узлов трансмиссии

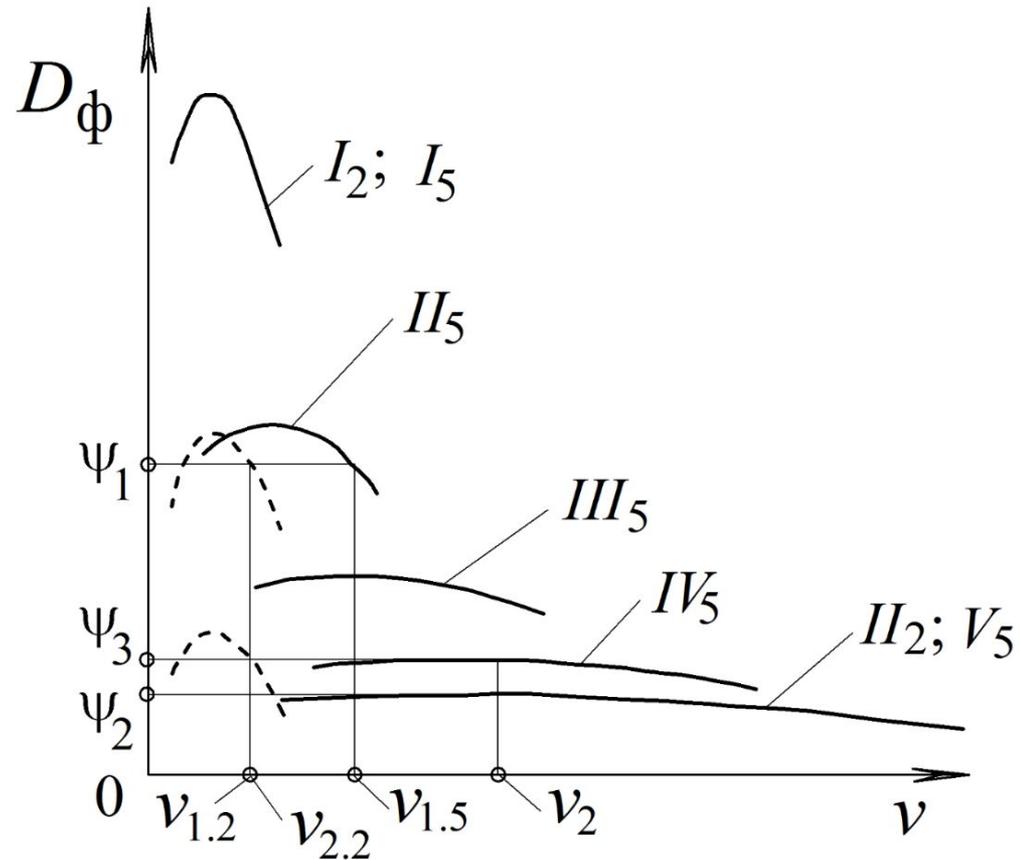
При одинаковой установленной скорости v_2 при коэф. сопротивления ψ_2 машина с 5-ти ступенчатой коробкой и работе на V_5 передаче способна при переходе на IV_5 передачу разогнаться и увеличивать скорость.

Для 2-х ступенчатой коробки это невозможно.



Выбор передаточных чисел узлов трансмиссии

При той же одинаковой скорости v_2 и возрастании коэф. сопротивления движению до ψ_3 машина с 5-ти ступенчатой коробкой способна сохранять ту же скорость при переходе на IV_5 передачу.



Машина с 2-х ступенчатой КП вынуждена переходить на низшую передачу I_2 , работать на частичной характеристике двигателя (пунктирная линия) и значительно снизить скорость $v_{2.2}$.

Выбор передаточных чисел узлов трансмиссии

Однако увеличение $n_{сттр}$ значительно усложняет конструкцию трансмиссии и повышает (без автоматического их переключения) напряженность труда водителя. Количество ступеней $n_{ст тр}$ зависит от необходимого диапазона передаточных чисел $D_{тр}$, удельной мощности двигателя и назначения КМ.

Выбор передаточных чисел узлов трансмиссии

По статистическим данным количество ступеней трансмиссии подчиняется следующей закономерности

$D_{\text{тр}}$	$n_{\text{ст тр}}$
5,7...8,5	5
7,9...9,4	6
8...10	8
9,2...18,5	10
13...19,4	16
17...24,7	20

Выбор передаточных чисел узлов трансмиссии

Количество ступеней базовой коробки передач $n_{\text{ст к.п}}$ обычно не превышает шести. При большем их количестве затрудняется возможность обеспечения необходимой жесткости валов, так как увеличивается их длина.

Обеспечение необходимого диапазона трансмиссии достигается за счет других агрегатов.

Выбор передаточных чисел КП

Минимальное передаточное число в КП обычно принимается равным единице:

$$u_{\text{к.п. min}} = 1$$

Максимальное передаточное число в КП определяется при известном $u_{\text{тр. max}}$:

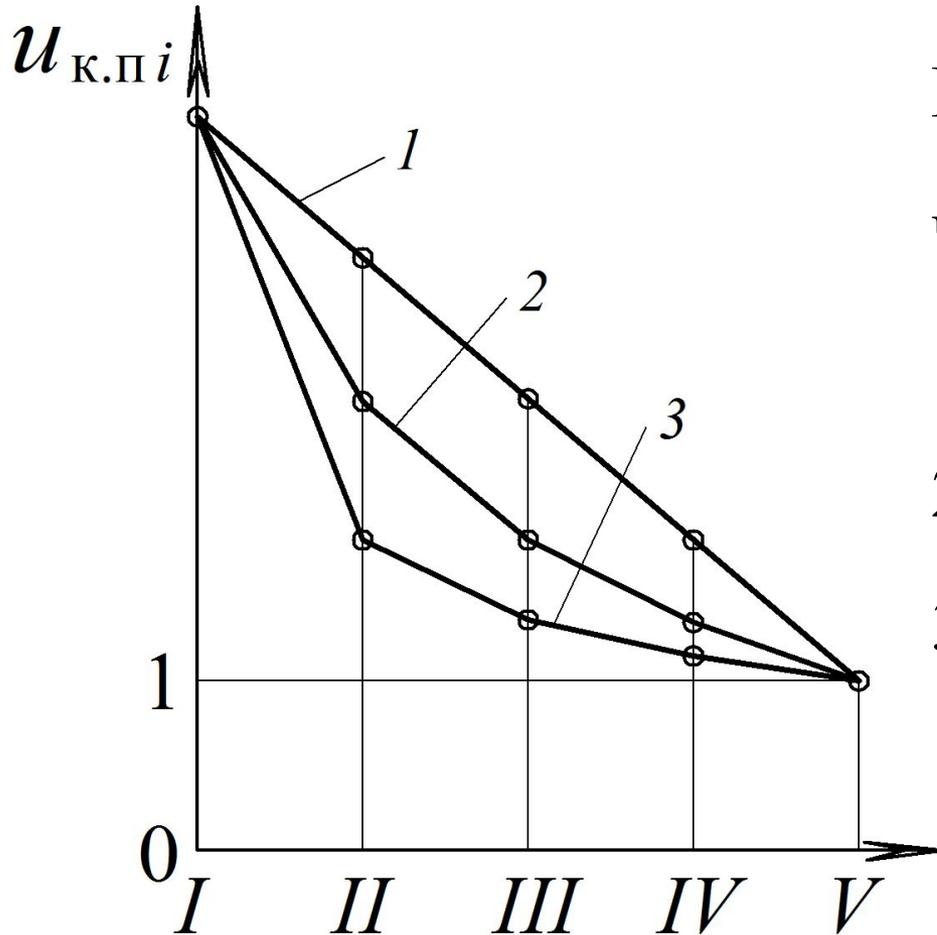
$$u_{\text{к.п. max}} = u_{\text{тр. max}} / (u_{\text{дел1}} \cdot u_{\text{дем1}} \cdot u_{\text{р.к1}} \cdot u_{\text{г.п}} \cdot u_{\text{к.р}})$$

Выбор передаточных чисел КП

Передаточные числа промежуточных передач выбираются из условия обеспечения оптимальных показателей тягово-скоростных и топливно-экономических свойств КМ.

Существуют различные методики их выбора: наиболее полное использование мощности двигателя; получение наилучших разгонных характеристик; оптимальной топливной экономичности, наибольшей скорости в заданных условиях движения, комплексные методики и т. д.

Выбор передаточных чисел КП



Распределение передаточных чисел в КП:

1 – арифметический закон;

2 – геометрический закон;

3 – гармонический закон.

Выбор передаточных чисел КП

1. Закон арифметической прогрессии:

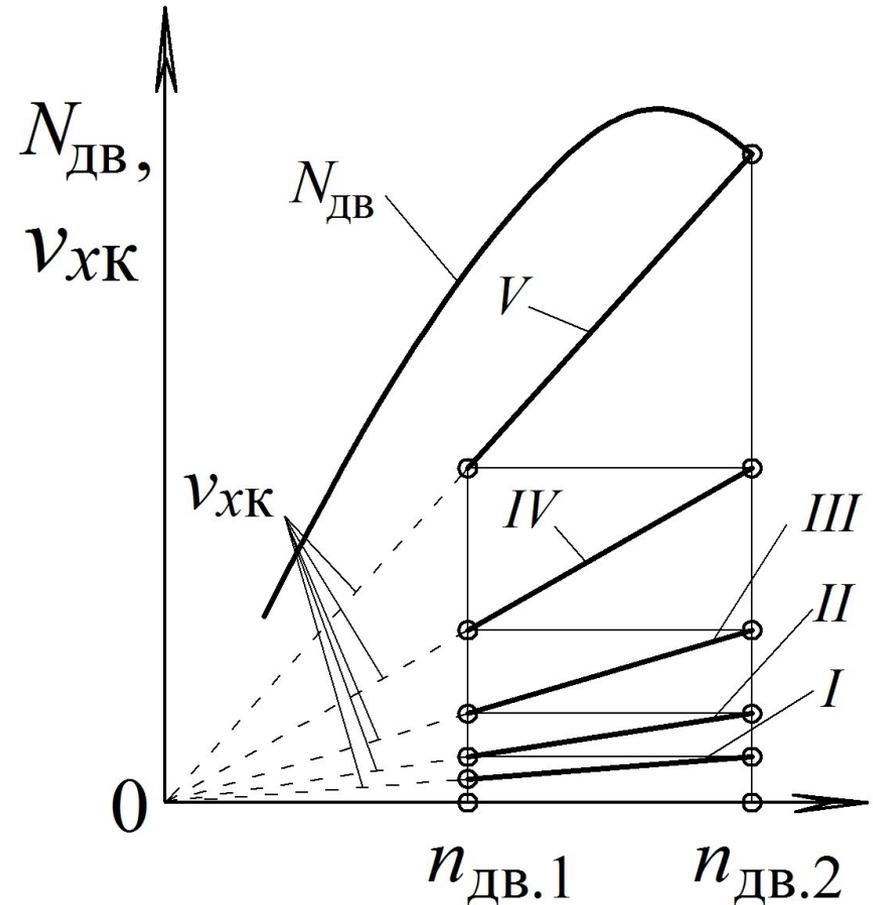
$$u_{\text{к.п } I} - u_{\text{к.п } II} = \dots = u_{\text{к.п}(m-1)} - u_{\text{к.п}m} = q_{\text{ариф}} = \text{const}$$

Постоянная арифметического ряда

$$q_{\text{ариф}} = (u_{\text{к.п}I} - u_{\text{к.п}m}) / (m - 1).$$

Выбор передаточных чисел КП

2. Закон геометрической прогрессии обеспечивает работу КМ в узком диапазоне оборотов, в зоне максимальной мощности, без учета падения скорости при переключении передач



$$u_{к.п(i+1)} / u_{к.п i} = n_{дв.1} / n_{дв.2} = q_{геом} = \text{const.}$$

Выбор передаточных чисел КП

В общем виде для геометрического ряда передаточное число i -й передачи в КП с числом ступеней m определяется выражением:

$$u_{\text{к.п } i} = \left(u_{\text{к.п } I}^{(m-i)} \right)^{1/(m-1)}$$

По этому выражению можно получить передаточное число и для ускоряющей передачи $u_{\text{к.п } (m+1)}$, однако оно получается значительно меньше, чем используется на практике (0,7...0,8).

Выбор передаточных чисел КП

Если учитывать падение скорости при переключении передач ($\Delta V_{\text{пер}} \neq 0$), а также для лучшего использования мощности двигателя целесообразно сближать передаточные числа высших передач:

$$\frac{u_{\text{к.п I}}}{u_{\text{к.п II}}} > \frac{u_{\text{к.п II}}}{u_{\text{к.п III}}} > \frac{u_{\text{к.п (m-1)}}}{u_{\text{к.п m}}}$$

Выбор передаточных чисел КП

Это условие может обеспечиваться при использовании гармонического ряда

$$\frac{1}{u_{\text{к.п}(i+1)}} - \frac{1}{u_{\text{к.п} i}} = q_{\text{гарм}} = \text{const}$$

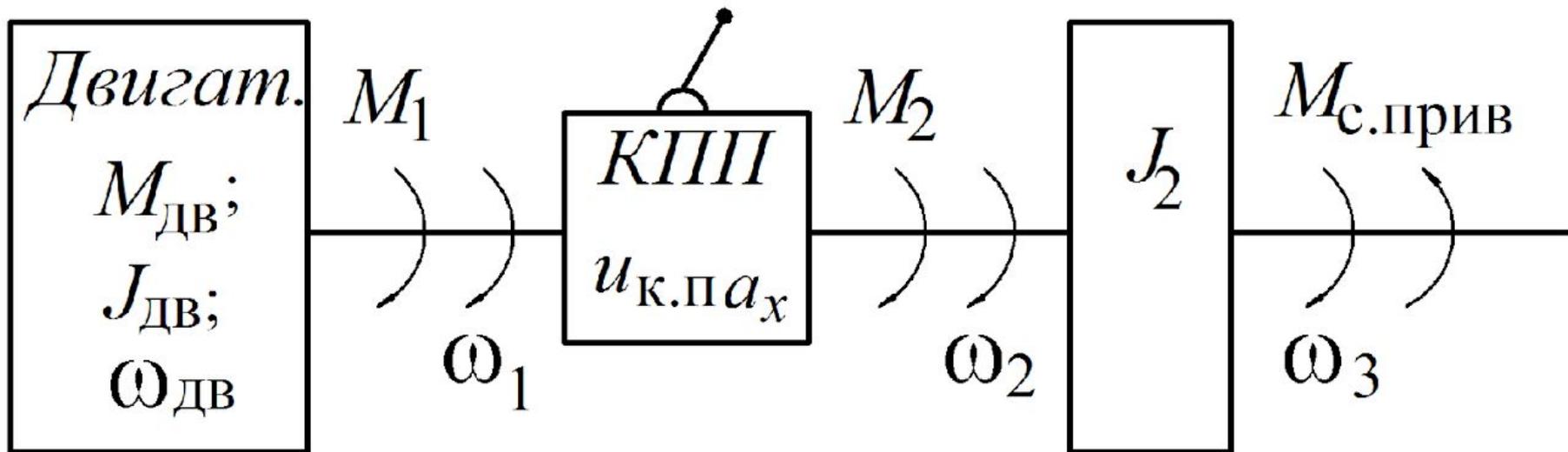
Подобрать в КП ряд передаточных чисел, строго соответствующих геометрическому или гармоническому ряду, практически не представляется возможным из-за дискретности чисел шестерен, определяющих реальные значения передаточных чисел, поэтому они могут незначительно отличаться от расчетных.

Выбор передаточных чисел КП

Передаточные числа могут также быть скорректированы для обеспечения каких-либо оптимальных эксплуатационных параметров.

Например, для обеспечения максимального ускорения, используя упрощенную схему трансмиссии, не учитывающую податливость и демпфирование узлов трансмиссии

Выбор передаточных чисел КП



$$u_{к.п a_x} = \sqrt{\frac{J_2}{J_{дв}}}$$

В общем случае при выборе распределения передаточных чисел в КП необходимо использовать многокритериальную оценку с дальнейшей корректировкой по наиболее значительному параметру.

Выбор схемы трансмиссии или привода КД

Принято рассматривать:

- неполноприводные КМ, которые обеспечивают минимальные затраты энергии при движении по твердым опорным поверхностям (ОП) с высоким коэф. сцепления.
- полноприводные КМ, обеспечивающие высокие тяговые возможности на деформируемых ОП и твердых ОП с малым коэф. сцепления.

Выбор схемы трансмиссии или привода КД

Суммарные потери в автомобиле определяются суммой потерь в трансмиссии и на колесных движителях.

Чем больше узлов трансмиссии, тем ниже ее КПД и выше потери. Особенно велики потери при блокированной схеме трансмиссии ($\omega_{ki} = \text{const}$) при движении по твердым ОП и малом сопротивлении движению, когда возможно возникновение циркуляции мощности.

Потери в колесном движителе

В колесном движителе суммарные потери на качение обусловлены не только вертикальной деформацией шины, но и приложенным крутящим моментом

$$\Delta P_{f_{ш}M} = \sum_{i=1}^{2n_0} \left[f_{ш\text{ в}i} \cdot P_{zi} \cdot \left(\frac{r_{квi}}{r_{к0i}} - 1 \right) + \frac{\lambda_{Mi} \cdot M_{ki}^2}{r_{квi} \cdot r_{к0i}} \right]$$



Дополнительные потери
от приложения $M_{к}$

Потери в колесном движителе

Если рассматривать многоосную КМ с числом осей n_0 , у которых ведущая сила одинакова, то получим, что для преодоления одного и того же внешнего сопротивления (при отсутствии непосредственного скольжения) затраты энергии будут больше у КМ с одной ведущей осью.

Это справедливо для КМ с полностью дифференциальным приводом, при заблокированной связи это правило не всегда выполняется.

Тяговые возможности КМ определяются суммарными продольными реакциями на колесах.

Реакции зависят от $M_{\text{к}}$:

$$P_{\text{ки}} = \frac{M_{\text{ки}}}{r_{\text{к0i}}} \quad P_{\text{ки}}^{\text{max}} = R_{\text{зи}} \cdot \varphi_i = R_{\text{xi}}$$

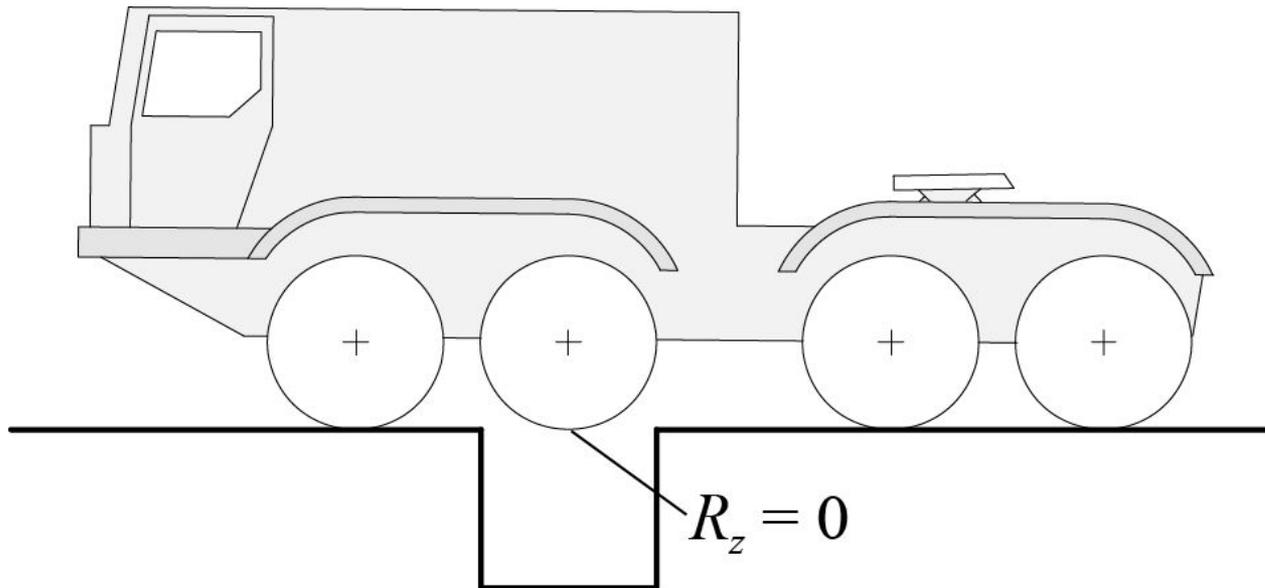
Момент на колесе, реализуемый по условиям сцепления равен:

$$M_{\text{ки}}^{\text{max}} = R_{\text{зи}} \cdot \varphi_i \cdot r_{\text{к0i}}$$

При полностью дифференциальной схеме трансмиссии ($M_{ki} = \text{const}$) на всех КД одинаковая окружная сила:

$$P_{\text{км диф}} = 2 \cdot n_{0M} \cdot P_{ki \text{ min}}$$

$M_{ki} = 0$, если $R_{zi} = 0$ или $\varphi = 0$, тогда установившееся движение невозможно.



При полностью заблокированной схеме трансмиссии полная окружная сила КМ определяется суммой окружных сил всех колес:

$$P_{\text{км бл}} = \sum_{i=1}^{2n_{0M}} P_{ki}$$

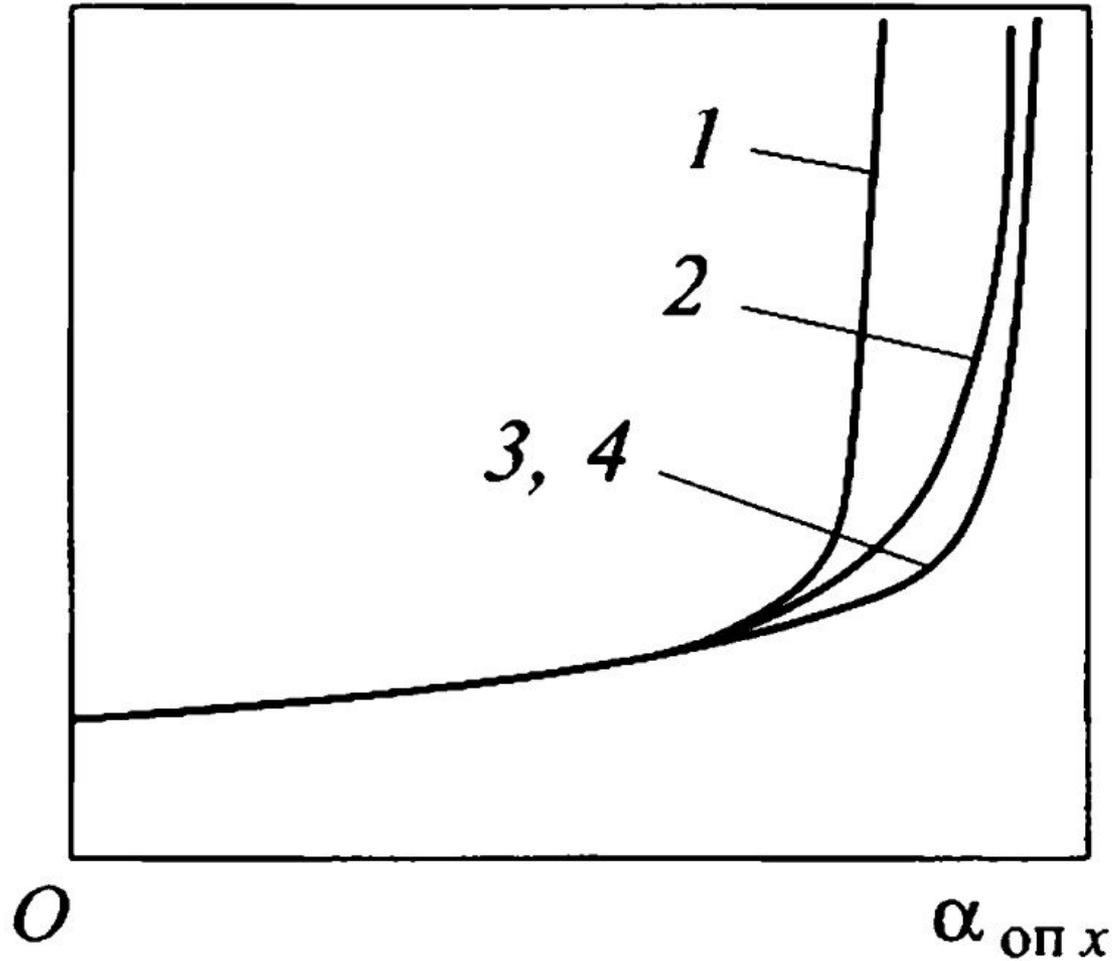
Теоретически в трансмиссии могут быть реализованы различные законы управления.

Наиболее простые законы управления (постоянство параметров):

1. Блокированная ($\omega_{ki} = \text{const}$)
2. Дифференциальная ($M_{ki} = \text{const}$)
3. Постоянство мощности на колесах ($N_{ki} = \text{const}$)
4. Общего скольжения ($S_{bki} = \text{const}$)

Изменение коэф. мощности сопротивлений от угла преодолеваемого подъема КМ с различными законами распределения силового потока:

$f_{N_{fM}}$



1 – $M_K = \text{const}$;

2 – $N_K = \text{const}$;

3 – $\omega_K = \text{const}$;

4 – $S_{\bar{\sigma}_K} = \text{const}$