

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ «МАМИ»**

В.В. Селифонов, А.Ш. Хусаинов, В.В. Ломакин

ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ

Рекомендовано УМО по образованию в области транспортных машин
и транспортно-технологических комплексов в качестве учебного пособия
для студентов вузов, обучающихся по специальности
«Автомобиле – и тракторостроение»

**Москва
2007**

УДК 629.113

Селифонов В.В., Хусаинов А.Ш., Ломакин В.В. Теория автомобиля: Учебное пособие. – М.: МГТУ «МАМИ», 2007. – 102 с.

Даны основы теории автомобиля: взаимодействие с опорной поверхностью, сопротивление движению, тягово-скоростные свойства, тормозная динамика, проходимость, устойчивость, управляемость, устойчивость, колебания автомобиля.

Предназначено для студентов вузов, обучающихся на автомобильных специальностях. Может быть рекомендовано конструкторам и исследователям автотранспортных средств.

Рецензенты: зав кафедрой МГТУ «МАМИ», засл. деятель науки РФ, д.т.н., проф. В.М. Шарипов; зав кафедрой МГТУ им. Н.Э. Баумана д.т.н., проф. Г.О. Котиев

© Селифонов В.В., Хусаинов А.Ш., Ломакин В.В., 2007

© Издательство МГТУ «МАМИ», 2007

ОГЛАВЛЕНИЕ

Основные условные обозначения и определения	6
1. Теория качения эластичного колеса	8
1.1. Общие сведения о колесе	8
1.2. Качение колеса в ведомом режиме	9
1.3. Качение в ведущем режиме	10
1.4. Режимы качения колеса	11
1.5. Скоростные потери при качении колеса	13
2. Внешние силы, действующие на автомобиль	14
2.1. Аэродинамическое сопротивление	14
2.2. Сила сопротивления подъему	16
2.3. Сила сопротивления разгону	16
2.4. Распределение и перераспределение реакций R_z на колесах	17
3. Динамика автомобиля	19
3.1. Внешняя скоростная характеристика двигателя (ВСХ)	19
3.2. Касательные реакции R_x на колесах	20
3.3. Уравнение движения автомобиля	21
3.4. Динамический паспорт автомобиля	23
3.5. Расчет ускорения автомобиля	25
3.6. Расчет пути и времени разгона автомобиля до заданной скорости	26
3.7. Мощностной баланс автомобиля	27
4. Топливная экономичность автомобиля	29
4.1. Общие сведения	29
4.2. Топливная экономичность двигателя	30
4.3. Топливо-экономическая характеристика	30
4.4. Оценка топливной экономичности	31
4.4.1. Движение с постоянной скоростью	32
4.4.2. Движение с ускорением	32
4.4.3. Торможение двигателем	33
4.4.4. Расход топлива на холостом ходу	33
4.5. Конструктивные факторы, влияющие на топливную экономичность	33
4.5.1. Выбор двигателя	33
4.5.2. Выбор передаточного числа главной передачи	34
4.5.3. Выбор передаточного числа первой передачи	36
4.5.4. Выбор передаточных чисел КП	37
4.5.5. Коробка передач с демультипликатором (делителем)	39
4.5.6. Экономическая передача	40
5. Тяговый расчет автомобиля	41
5.1. Исходные данные для расчета	41
5.2. Весовая характеристика автомобиля	41
5.3. Предварительный выбор шин	41
5.4. Оценка C_x прототипа	42
5.5. Оценка КПД трансмиссии прототипа	42
5.6. Необходимая мощность двигателя	42
5.6.1. Мощность двигателя по максимальной скорости автомобиля	42
5.6.2. Мощность двигателя по динамическому фактору на высшей передаче	42
5.6.3. Мощность двигателя грузовых автомобилей	43
5.7. Определяем главную передачу	43
5.8. Определяем первую передачу	43
5.9. Определяем передаточные числа КП	43
6. Проходимость автомобиля	45

6.1.	Профильная проходимость	45
6.1.1.	Общие требования.....	45
6.1.2.	Преодоление эскарпа с места неведущим колесом	46
6.1.3.	Преодоление эскарпа с места ведущим колесом	47
6.1.4.	Преодоление эскарпа с места полноприводным автомобилем.....	48
6.1.5.	Динамическое преодоление эскарпа	49
6.2.	Опорная проходимость.....	49
6.3.	Влияние дифференциалов на проходимость	53
6.3.1.	Симметричный дифференциал	53
6.3.2.	Дифференциал повышенного трения.....	53
6.4.	Принудительная блокировка дифференциалов.....	55
6.4.1.	Паразитная мощность в заблокированном мосте	55
6.4.2.	Паразитная мощность в трансмиссии с заблокированным дифференциалом в раздаточной коробке	57
7.	Тормозная динамика автомобиля	59
7.1.	Общие сведения.....	59
7.2.	Тормозной режим эластичного колеса.....	59
7.3.	Торможение (общая схема)	60
7.4.	Торможение юзом	61
7.5.	Основные показатели процесса торможения	62
7.5.1.	Время торможения:	62
7.5.2.	Тормозной путь:	62
7.5.3.	Тормозные силы, моменты, давление в контуре.....	64
7.5.4.	Пути повышения устойчивости при торможении.....	65
8.	Устойчивость автомобиля	66
8.1.	Опрокидывание автомобиля на подъеме	66
8.2.	Движение автомобиля на поперечных склонах	66
8.2.1.	Соскальзывание со склона	66
8.2.2.	Опрокидывание на склоне.....	67
8.3.	Крен кузова	67
8.4.	Устойчивость автомобиля против заноса и опрокидывания	68
8.4.1.	Занос всех колес	68
8.4.2.	Опрокидывание на повороте без учета крена.....	69
8.4.3.	Опрокидывание на повороте с учетом крена	69
8.5.	Занос одной из осей автомобиля	71
9.	Управляемость автомобиля.....	75
9.1.	Общие сведения.....	75
9.2.	Рулевая трапеция.....	75
9.3.	Динамика автомобиля на жестких колесах	77
9.4.	Динамика автомобиля на эластичных колесах.....	77
9.4.1.	Силовой увод шины	77
9.4.2.	Кинематический увод шины	79
9.4.3.	Кинематический увод оси	80
9.5.	Поворот автомобиля на эластичных колесах	81
9.6.	Комплексная оценка управляемости автомобиля	82
9.6.1.	Коэффициент недостаточной поворачиваемости	82
9.6.2.	Коэффициент запаса управляемости.....	83
9.6.3.	Статическая чувствительность автомобиля к управлению.....	84
9.7.	Динамика поворота автомобиля на эластичных колесах	85
9.7.1.	Общий случай.....	85
9.7.2.	Частный случай: прямолинейное движение	87
9.8.	Автоколебания управляемых колес вокруг шкворня	88

10.	Плавность хода автомобиля	91
10.1.	Общие сведения.....	91
10.2.	Свободные колебания массы на упругом элементе.....	92
10.3.	Свободные колебания поддрессоренной массы двухосного автомобиля без учета затухания и влияния неподдрессоренных масс (масса на 2^x пружинах)	93
10.4.	Свободные колебания поддрессоренной и неподдрессоренных масс двухосного автомобиля без учета затухания (подвеска без амортизатора).....	96
10.5.	Свободные колебания поддрессоренной и неподдрессоренных масс двухосного автомобиля с учетом затухания (подвеска с амортизатором)	97
10.6.	Вынужденные колебания поддрессоренной и неподдрессоренных масс двухосного автомобиля с учетом затухания (подвеска с амортизатором в движении).....	99
	Список литературы	102

Основные условные обозначения и определения

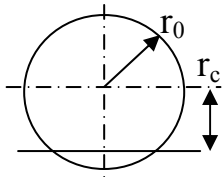
Обозначение	Размерность	Наименование (определение)
A	м^2	Площадь миделева сечения автомобиля (площадь продольной проекции автомобиля на вертикальный экран)
a	$\text{м}/\text{с}^2$	Ускорение поступательное (линейное)
A_f	$\text{с}^2/\text{м}^2$ ($\text{ч}^2/\text{км}^2$)	Коэффициент, учитывающий влияние скорости на сопротивление качению эластичного колеса по твердой поверхности
B	м	Ширина профиля шины – наибольшая ширина накачанной шины
c_x	–	Коэффициент аэродинамического сопротивления автомобиля
D_0	–	Динамический фактор снаряженного автомобиля
D_{50}	–	Динамический фактор автомобиля, загруженного на 50 %
D_a	–	Динамический фактор полностью загруженного автомобиля
e	м	Снос вертикальной реакции в контакте шина – дорога при качении колеса
f_0	–	Коэффициент сопротивления качению деформируемого колеса по недеформируемой поверхности при малых скоростях
F_k	Н	Сила сопротивления качению
F_ψ	Н	Сила дорожного сопротивления (качению и подъему)
F_θ	Н	Сила аэродинамического сопротивления
f_z	–	Коэффициент внутреннего трения грунта
F_u	Н	Сила инерции
f_k	–	Коэффициент сопротивления качению деформируемого колеса по недеформируемому грунту (с учетом скорости)
f_{k2}	–	Коэффициент сопротивления качению по мягкому грунту
F_n	Н	Сила сопротивления подъему
g	$\text{м}/\text{с}^2$	Ускорение свободного падения
G_0	Н	Вес снаряженного автомобиля
G_a	Н	Полный вес автомобиля
g_e	$\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	Удельный расход топлива
G_T	$\text{кг}/\text{ч}$	Часовой расход топлива
G_Γ	Н	Вес груза
H	м	Высота профиля недеформированной шины (разность свободного радиуса шины и радиуса ее посадочной поверхности)
h_g	м	Высота центра тяжести автомобиля
h_e	м	Высота центра парусности (метацентра)
i_0	–	Передаточное число главной передачи
i_{kp}	–	Передаточное число в коробке передач
i_{pk}	–	Передаточное число в раздаточной коробке
J	$\text{кг}\cdot\text{м}^2$	Осевой момент инерции
K_N	–	Коэффициент коррекции удельного расхода топлива по нагрузке двигателя
K_n	–	Коэффициент коррекции удельного расхода топлива по скорости двигателя
K_p	–	Коэффициент коррекции мощности
K_T	–	Коэффициент приспособляемости по моменту двигателя
K_ω	–	Коэффициент приспособляемости по частоте вращения вала двигателя
K_δ	–	Коэффициент блокировки дифференциала
$k_{сц}$	–	Коэффициент сцепного веса (доля веса автомобиля на ведущих колесах)

<i>Обозначение</i>	<i>Размерность</i>	<i>Наименование (определение)</i>
L	м	База автомобиля (расстояние между осями)
L_1	м	Горизонтальная проекция расстояния от центра тяжести до передней оси
L_2	м	Горизонтальная проекция расстояния от центра тяжести до задней оси
m	кг	Масса
p	Па	Давление воздуха в шинах
P_a	Вт	Мощность, требуемая автомобилю для выполнения транспортной работы (с учетом η и K_p)
P_e	Вт	Мощность двигателя по внешней скоростной характеристике
P_k	Вт	Мощность, затрачиваемая автомобилем на преодоление сопротивления качению
P_T	Вт	Мощность на ведущих колесах (тяговая мощность)
P_ψ	Вт	Мощность, затрачиваемая автомобилем на преодоление дорожного сопротивления (качению и подъему)
P_σ	Вт	Мощность, затрачиваемая автомобилем на преодоление аэродинамического сопротивления
P_u	Вт	Мощность, затрачиваемая автомобилем на преодоление инерции
P_n	Вт	Мощность, затрачиваемая автомобилем на преодоление сопротивления подъему
Q_s	л/км	Путевой расход топлива
r_0	м	Свободный радиус – радиус беговой дорожки шины при отсутствии внешних сил
r_c	м	Статический радиус – расстояние от центра неподвижного колеса, нагруженного только нормальной силой, до опорной поверхности (дороги)
r_d	м	Динамический радиус – расстояние от центра катящегося колеса до опорной поверхности (дороги)
r_k	м	Кинематический радиус – отношение продольной составляющей поступательной скорости колеса к его угловой скорости
r_{k0}	м	Динамический радиус колеса в ведомом режиме (в предварительных расчетах принимают равным статическому радиусу)
V	м/с	Скорость поступательная (линейная)
δ	–	Коэффициент учета инерции вращающихся масс
δ_1	–	Коэффициент учета инерции вращающихся масс двигателя и трансмиссии
δ_2	–	Коэффициент учета инерции вращающихся колес и тормозных барабанов (дисков)
ε	рад/с ² или с ⁻²	Ускорение угловое
λ_m	мм/(Н·м)	Коэффициент тангенциальной эластичности шины по моменту
λ_{cm}	–	Коэффициент смятия шины – отношение статического радиуса к свободному
λ_x	мм/Н	Коэффициент тангенциальной эластичности шины по силе
ρ	кг/м ³	Плотность вещества
φ_x	–	Коэффициент продольного сцепления шины с дорогой
φ_y	–	Коэффициент поперечного сцепления шины с дорогой
ψ	–	Дорожное сопротивление (качение и подъем)
ω	рад/с или с ⁻¹	Скорость угловая

1. Теория качения эластичного колеса

1.1. Общие сведения о колесе

Радиус автомобильного колеса:



❖ **Свободный радиус** r_0 – радиус беговой дорожки при отсутствии внешних сил;

❖ **Статический радиус** r_c – расстояние от центра неподвижного колеса, нагруженного только нормальной силой, до опорной поверхности (дороги);

$$r_c = 0,5 \cdot d + H \cdot \lambda_{\text{см}},$$

где d – посадочный диаметр шины, м; H – высота профиля шины, м;

$\lambda_{\text{см}} = 0,85 \dots 0,9$ – диагональные шины легкового автомобиля (ЛА);

$\lambda_{\text{см}} = 0,8 \dots 0,85$ – радиальные шины ЛА.

❖ **Динамический радиус** r_d – расстояние от центра катящегося колеса до опорной поверхности (дороги). Зависит от сил и моментов, действующих на колесо;

❖ **Кинематический радиус** r_k – отношение продольной составляющей поступательной скорости колеса к его угловой скорости

$$r_k = V_k / \omega_k.$$

$r_k = 0$ при буксовании; $r_k \rightarrow \infty$ при торможении юзом.

Классификация шин:

✓ **Тороидные** $H = B$

Маркировка **$B - d$** в дюймах или миллиметрах (in или mm)

Пример: **6,15 – 13** (обозначение дюймов не приводится, отличить метрические размеры от дюймовых можно только по порядку цифр)

✓ **Низкопрофильные** $H < B$

Маркировка: **(Высота)/(доля ширины в высоте в процентах – посадочный диаметр)**

Посадочный диаметр (in или mm)

Пример: 6.45/70 – 13

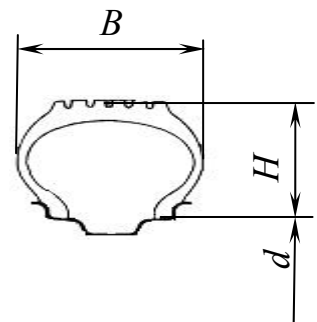
✓ **Широкопрофильные** (шины автомобилей высокой проходимости)

Маркировка: **$D \times B - d$** , только в мм

Пример: 1500×550 – 630

✓ **Алочные** (шины спец. машин)

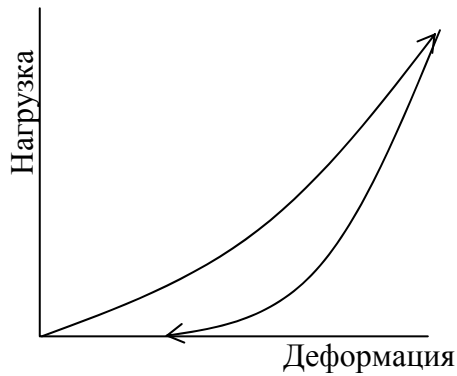
Маркировка: см. Широкопрофильные шины



Радиальные и диагональные шины отличаются направлением укладки корда при их изготовлении, а также наличием брекера у радиальных. В обозначении радиальных шин присутствует буква **R** перед посадочным диаметром (не радиусом !!!).

Брекер – прочное кольцо под беговой дорожкой шины. Образован несколькими слоями корда, не выходящими на боковину шины. Улучшает коэффициент увода шины и управляемость автомобиля в целом, но из-за «жесткого» качения ухудшает акустические и вибрационные характеристики шины.

Деформация шины при нагружении – разгрузении



При *нагрузении* колеса преодолеваем силу упругости и силу внутреннего трения в материале шины. При *разгрузении* сила упругости восстанавливает форму шины, а сила внутреннего трения в материале шины вновь сопротивляется (петля *гистерезиса*). Таким образом, в процессе нагружения – разгрузки шины часть энергии затрачивается на внутреннее трение в шине – шина *нагревается*.

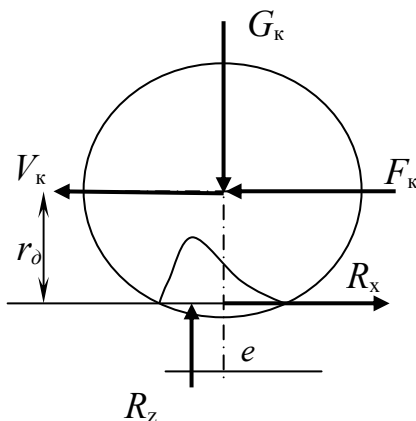
Качение колеса можно рассматривать в следующих условиях:

- ❖ Качение деформируемого колеса по твердой (недеформируемой) поверхности (см. ниже);
- ❖ Качение деформируемого колеса по мягкому грунту (деформируемой поверхности) (см. гл. 6);
- ❖ Качение жесткого колеса по деформируемой поверхности (не рассматривается).

Причины качения колеса:

1. К оси колеса приложена только толкающая сила (ведомый режим);
2. К оси колеса приложен крутящий момент (один из четырех «не ведомый» режимов).

1.2. Качение колеса в ведомом режиме



Равномерное движение колеса

R_z – вертикальная реакция (равнодействующая эпюры элементарных вертикальных сил в контактной площадке, Н);

R_x – продольная реакция, Н;

G_k – вертикальная внешняя (для колеса) сила – часть веса автомобиля, приходящаяся на колесо, Н;

F_k – продольная толкающая сила, Н;

e – снос вертикальной реакции в движении: обусловлен изменением направления силы внутреннего трения в шине по отношению к направлению деформации;

r_0 – динамический радиус.

$$(\sum F_z = 0) \quad G_k = R_z$$

$$(\sum F_x = 0) \quad F_k = R_x$$

$$(\sum T_y = 0) \quad R_z e - F_k r_0 = 0$$

$$F_k = R_z e / r_0 = R_z \cdot f,$$

где $e / r_0 = f$ – коэффициент сопротивления качению (коэффициент трения второго рода). f зависит от конструкции шины, давления в ней, ее эксплуатационных свойств и от дороги:

$$f = f_k + f_{к2},$$

где f_k – коэффициент сопротивления качению деформируемого колеса по недеформируемому грунту; $f_{к2}$ – коэффициент сопротивления качению по мягкому грунту (деформации колеса на неровной дороге больше, кроме этого энергия, подведенная к колесу, затрачивается не только на гистерезисные потери в шине, но и на преодоления усилия деформации грунта, следовательно возрастает общее сопротивление качению колеса).

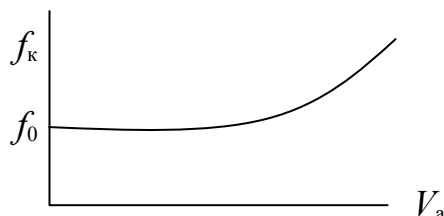
На коэффициент сопротивления качению существенное влияние оказывает скорость автомобиля: с ростом скорости возрастают инерционные нагрузки на элементарные участки протектора, по направлению силы инерции совпадают с силами внутреннего трения, а, следовательно, растут внутренние потери в шинах. Оценить рост сопротивления качению с ростом скорости можно эмпирической формулой:

$$f_k = f_0 \cdot (1 + A_f \cdot V^2),$$

где f_0 – при малых скоростях; V – км/ч.

Коэффициент f_0 сопротивления качению эластичного колеса

Средний диапазон	Состояние асфальта		обледелая дорога	Гравий укатанный	Состояние булыжника		Укатанная грунтовка	
	хорошее	удовл.			хорошее	удовл.	сухая	мокрая
От	0,008	0,015	0,015	0,020	0,025	0,035	0,025	0,050
до	0,015	0,030	0,020	0,025	0,030	0,050	0,035	0,150



Ориентировочные значения коэффициента A_f

Тип авто	Размерность скорости V	
	км/ч	м/с*
ЛА	$(4...5) \cdot 10^{-5}$	$(5,1...6,5) \cdot 10^{-4}$
ГА	$(2...3) \cdot 10^{-5}$	$(2,6...3,9) \cdot 10^{-4}$

* – переводной коэффициент $\times 3,6^2$

Некоторые индексы скорости и несущей способности

автомобильных шин

Индекс скорости	L	M	N	P	Q	R	S	T	U	H
Максимальная допустимая скорость V , км/ч	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210

Индекс грузоподъемности	82	87	88	89	90	102	104	106	108	110
Нагрузка на колесо G_k , Н	4750	5450	5600	5800	6000	8500	9000	9500	10000	10600

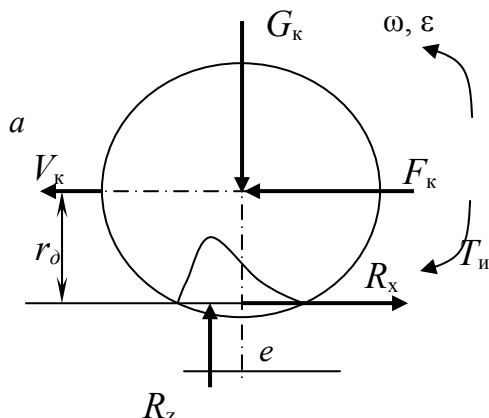
Пример обозначения шины:

175/80R16 Q88 – шины для «Нивы»

175/80R16C N106/108 – шины для «Газели».

Примечание: Сдвоенные шины имеют меньшую грузоподъемность (106), чем односкатные колеса (в т.ч. из-за трения между скатами).

Ускоренное качение колеса



При ускоренном движении колеса затрачивается работа на изменение его кинетической энергии.
 $T_u = J_k \cdot \varepsilon$ – инерционный момент колеса, н*м, J_k – момент инерции колеса, кг*м²; ε – угловое ускорение, с⁻².

Составим уравнения баланса сил и моментов:

$$(\sum F_z = 0) \quad G_k = R_z$$

$$(\sum F_x = 0) \quad F_k = R_x$$

$$(\sum T_y = 0) \quad R_z \cdot e - R_x \cdot r_\delta + T_u = 0$$

$$\text{откуда } F_k = G_k \frac{e}{r_\delta} + \frac{T_u}{r_\delta} = G_k f + \frac{T_u}{r_\delta}$$

1.3. Качение в ведущем режиме

Равномерное качение колеса

Колесо катится под действием приложенного к его ступице крутящего момента T_k

$$(\sum F_z = 0) \quad G_k = R_z$$

$$(\sum F_x = 0) \quad F_k = R_x$$

$$(\sum T_y = 0) \quad R_z \cdot e + R_x \cdot r_\delta - T_k = 0$$

$$R_z \cdot e = G_k \cdot e = T_f$$

$$F_k = \frac{T_k - G_k \cdot e}{r_d} = \frac{T_k - T_f}{r_d}.$$

Вывод: у ведущего колеса касательная реакция R_x направлена в сторону перемещения колеса. Момент сопротивления качению T_f уменьшает величину касательной реакции.

Ускоренное качение колеса

$$(\sum F_z=0) G_k = R_z$$

$$(\sum F_x=0) F_k = R_x$$

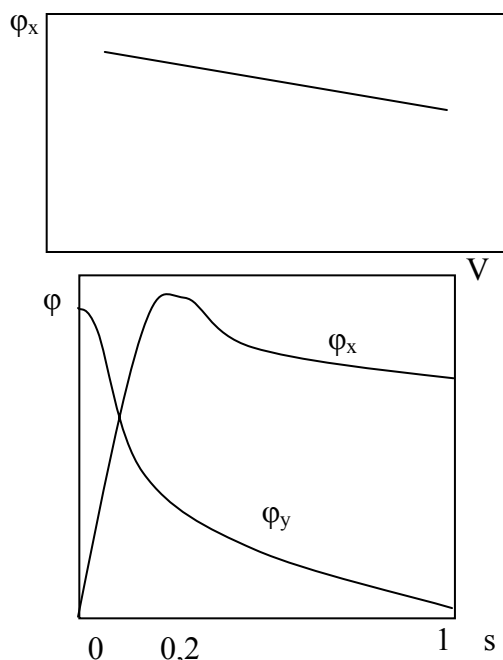
$$(\sum T_y=0) T_f + R_x \cdot r_d + T_u - T_k = 0$$

$$F_k = \frac{T_k - T_f - T_u}{r_d}.$$

Предельное значение R_x определяет коэффициент сцепления шины с дорогой φ_x :

$$R_{x\max} = G_k \varphi_x$$

при этом предельное значение боковой реакции в контакте колеса с дорогой определяется величиной коэффициента сцепления в поперечном направлении $R_{y\max} = G_k \cdot \varphi_y$



φ_x – зависит от:

- материала и конструкции шины;
- дороги (конструкции, состояния);
- скорости (мало, пренебрегают);
- скорости скольжения шины по дороге.

Коэффициент скольжения в ведущем и тормозном режимах определяют:

$$s_d = 1 - \frac{r_k}{r_{k0}}; \quad s_c = 1 - \frac{r_{k0}}{r_k} \cdot s \rightarrow 0 \dots 1$$

значения коэффициента сцепления в продольном направлении φ_x при 100% буксовании (скольжении):

Асфальт сухой – до 0,75

Грунт сухой – до 0,5

Асфальт мокрый – 0,3...0,5

Грунт мокрый – 0,2...0,3

Лед мокрый – 0,1.

$$\varphi_{xv} = \varphi_{x0} - k_v \cdot V.$$

На мокрой дороге значение коэффициента сцепления уменьшается, это уменьшение можно оценить эмпирической формулой:

Коэффициент сцепления на мокрой дороге:

$$\varphi_m = \varphi_c \left(1 - \frac{\kappa_m}{l \cdot p} \cdot V \right),$$

где p – давление в контакте (приблизительно равно давлению в шине); l – длина контакта; φ_c – коэф. сцепления с сухим асфальтом; κ_m – коэффициент, определяемый экспериментально. Если $lp/\kappa_m = V$, то $\varphi_m = 0$ – это явление наз. *аквапланированием*.

При подстановке давления в Мпа, скорость аквапланирования можно приблизительно оценить формулой, предложенной Сано:

$$V_{акв} = 6,34 \cdot \sqrt{p} \cdot (м/с)$$

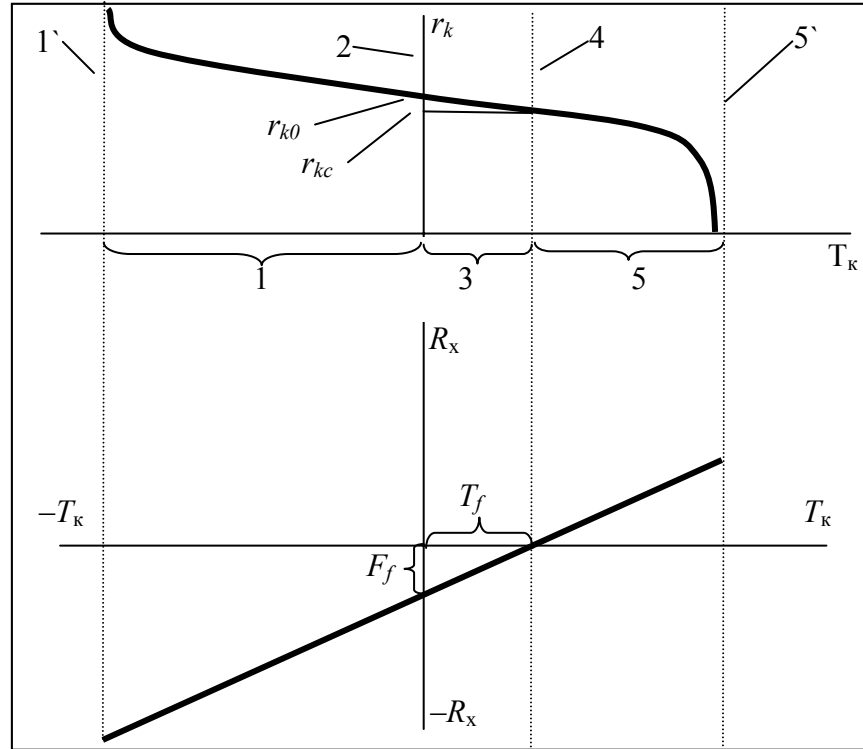
1.4. Режимы качения колеса

Различают 9 режимов качения эластичного колеса (ранжированы по мере убывания радиуса):

1. Тормозной с полным юзом

$$T_k < 0 \quad (s_c = 1, r_k = \infty \text{ но } r_d = \text{const})$$

2. Тормозной с частичным проскальзыванием $T_k < 0$ ($r_d < r_k < \infty$)
3. Тормозной режим при наличии несскользящих точек в контакте $T_k < 0$ ($r_d < r_k$)
4. Ведомый $T_k = 0$ ($r_k = r_{k0} = \text{const}$)
5. Нейтральный (к колесу подведен крутящий момент, но он меньше момента сопротивления качению) $0 < T_k < T_f$ ($r_{k0} < r_k < r_{kc}$)
6. Свободный (к колесу подведен крутящий момент, численно равный моменту сопротивления качению) $T_k = T_f$ ($r_k = r_{kc} = \text{const}$)
7. Ведущий (к колесу подведен крутящий момент, больший момента сопротивления



ния качению, но в контакте колеса с опорной поверхностью сохраняются несскользящие точки) $T_k > T_f$ ($r_k < r_{k0}$)

8. Ведущий с пробуксовыванием. В контакте колеса с опорной поверхностью все точки имеют скольжение $T_k > T_f$ ($r_k < r_{k0}$)

9. Ведущий режим с полным буксованием $T_k > T_f = R_{x\max} r_{k0} = G_k \cdot \phi_x r_{k0}$ ($r_k = 0$)

1', 9' – чистое скольжение колеса соответственно юз и буксование.

В ведущем режиме при наличии несскользящих точек в контакте колеса с опорной поверхностью радиус качения определяют следующим образом:

$$r_k = r_{kc} - \lambda_x \cdot R_x \quad \text{или} \quad r_k = r_{k0} - \lambda_m \cdot T_k$$

где λ_x, λ_m – коэффициент тангенциальной эластичности шины соответственно по силе (мм/Н) и по моменту (мм/(Н·м) или Н⁻¹); r_{k0} – радиус качения в ведомом режиме (обычно принимают равным статическому радиусу).

λ_x, λ_m определяют по ГОСТ 17696-72.

$\lambda_m = (15 \dots 25) \cdot 10^{-6} \text{ Н}^{-1}$ для легковых автомобилей;

$\lambda_m = (6 \dots 12) \cdot 10^{-6} \text{ Н}^{-1}$ для грузовых автомобилей.

Пример: Для шины ВЛи-5 6,95-16,00

$\lambda_x = 0,03 \text{ мм/Н};$

$\lambda_m = 0,01 \text{ мм/(Н·м)} = 10 \cdot 10^{-6} \text{ Н}^{-1}$

При торможении при наличии нескользких точек в контакте колеса с опорной поверхностью юзом или буксовании

$$r_k = r_{k0} + \lambda_x \cdot R_x$$

$$r_k = r_{k0} + \lambda_m \cdot T_k$$

1.5. Скоростные потери при качении колеса

У ведущего колеса кроме силовых потерь, есть еще и скоростные потери, связанные с изменением *кинематического* радиуса колеса: с увеличением T_k уменьшается r_k , следовательно, при той же частоте вращения колеса его скорость уменьшается. Оценим это:

Мощностной баланс колеса: $P_{ак} = P_a + P_f + P_{\Delta V}$,

где P_a , P_f , $P_{\Delta V}$ – мощность, затрачиваемая колесом соответственно на перемещение автомобиля, сопротивление качению и скоростные потери (частичная пробуксовка колеса в контакте с дорогой).

Найдем мощность скоростных потерь по разности радиуса в ведомом режиме ($\approx$ статическому радиусу) и кинематического радиусов:

$$\Delta V = \omega_k (r_{k0} - r_k)$$

$$\Delta P = R_x \Delta V = R_x \cdot \omega_k (r_{k0} - r_k).$$

Поскольку $r_k = r_{k0} + \lambda_x \cdot R_x$, то, подставив значение r_k , приняв в первом приближении $r_{kc} = r_{k0}$, получим

$$\Delta P = R_x \Delta V = R_x^2 \cdot \omega_k \lambda_x$$

Примечание: *Мощность скоростных потерь* пропорциональна квадрату реализуемой горизонтальной реакции. Разделение R_x по нескольким мостам позволяет уменьшить скоростные потери.

Мощность, подведенная к колесу – $P_{ак} = T_k \cdot \omega_k$;

Мощность, которую колесо отдает автомобилю $P_a = R_x \cdot V = R_x \cdot \omega_k \cdot r_k$;

Мощность сопротивления качению $P_f = T_f \cdot \omega_k$

$$T_k \cdot \omega_k = R_x \cdot \omega_k \cdot r_k + T_f \cdot \omega_k + R_x \cdot \omega_k \cdot (r_{k0} - r_k);$$

$$T_k \cdot \omega_k = R_x \cdot \omega_k \cdot r_k + T_f \cdot \omega_k + R_x \cdot \omega_k \cdot r_{k0} - R_x \cdot \omega_k \cdot r_k;$$

$$\text{Сократив } \omega_k, \text{ получим } R_x = \frac{T_k - T_f}{r_{k0}}.$$

КПД автомобильного колеса:

$$\eta_k = \frac{P_a}{P_{ак}} = \frac{R_x \cdot \omega_k \cdot r_k}{T_k \cdot \omega_k} = \frac{R_x \cdot r_k}{T_k}, \text{ подставив } R_x \text{ получим}$$

$$\boxed{\eta_k = \frac{T_k - T_f}{T_k} \cdot \frac{r_k}{r_{k0}}}.$$

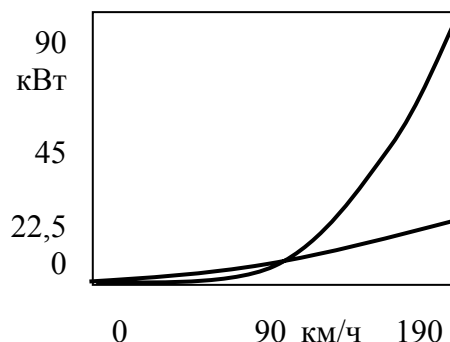
r_k/r_{k0} – коэффициент скоростных потерь;

$(T_k - T_f)/T_k$ – коэффициент силовых потерь.

2. Внешние силы, действующие на автомобиль

2.1. Аэродинамическое сопротивление

Дорожная эксплуатационная мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивлений, весьма велика (см рис.). Для поддержания равномерного движения (190 км/ч) четырех дверного седана, массой 1670 кг, площадью миделя $2,05 \text{ м}^2$, $C_x = 0,45$ требуется около 120 кВт мощности, причем 75 % мощности затрачивается на аэродинамическое сопротивление. Мощности, затрачиваемые на преодоление аэродинамического и дорожного(качения) сопротивления приблизительно равны на скорости 90 км/ч, и в сумме составляют 20 – 25 кВт.



Считается, что дизайнер автомобиля имеет полную власть над аэродинамическими характеристиками автомобиля. Но это не совсем так.

Аэродинамическое сопротивление автомобиля имеет пять составляющих:

- | | |
|-------------------------------------|------|
| 1. Сопротивление формы | 52 % |
| 2. Интерференционное сопротивление | 16 % |
| 3. Индуктивное сопротивление | 15 % |
| 4. Поверхностное сопротивление | 5 % |
| 5. Сопротивление внутренних течений | 12 % |

Пункты 1 и 2 находятся во власти дизайнера (67 %), но за 33 % сопротивлений (пп 3 – 5) ответственен конструктор (технолог).

1. Сопротивление формы.

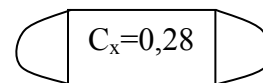
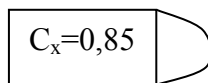
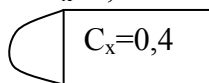
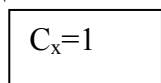
Необходимо обеспечить низкое давление, как перед автомобилем, так и позади него. Этому условию удовлетворяет форма капли, но она не удовлетворяет множеству других требований (размещение пассажиров, грузов, агрегатов).

Основная тенденция – снижение высоты авто.

Скругление и плавный подъем линии капота – нет срыва, Без скругления и плоский капот – срыв потока.

Угол задней двери универсала (пример):

До 20° – $C_x = 0,34$



20...30° – C_x круто растет до 0,44

30...35° – C_x круто падает до 0,40

более 35° – $C_x = 0,40$

2. Индуктивное сопротивление.

Обтекание кузова воздухом сопровождается ускорением потоков и соответствующим снижением давления ниже атмосферного:

- передняя кромка капота;
- передняя кромка крыши;
- углы ветрового стекла.

Под днищем, наоборот, повышенное давление.

Это приводит к появлению подъемной силы, которая требует затрат энергии и не приводит к преодолению сил сопротивления движению, действующих в плоскости дороги. Эта сила не опасна до скоростей 100 – 120 км/ч. Но при высоких скоростях Такая сила ведет к возможности потери управляемости и устойчивости.

3. Поверхностное сопротивление

Вследствие вязкости воздуха образуется пограничный медленно (относительно) текущий слой.

Для пограничного слоя характерно наличие некоторой критической скорости, ниже которой улучшение шероховатости не играет роли.

У автомобиля шероховатость покрытия обычно 0,5–1 мкм. Полирование такого покрытия не эффективно даже для $F-1$.

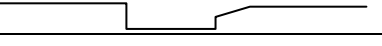
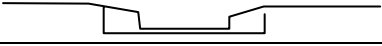
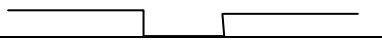
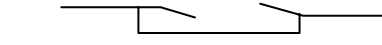
Существенен разброс сопротивлений крепежных элементов:

- ✓ Закlepка «в потай» – 1
- ✓ Низкая головка клепки – 20
- ✓ Сферическая головка клепки – 160
- ✓ Цилиндрическая головка болта – 210
- ✓ Шестигранная головка болта – 400

Сопротивление ребер (поперек потока):

- ✓ плоскость – 1;
- ✓ валик – 80;
- ✓ брусок – 130.

Сопротивление зазоров при поперечном обтекании:

$0^0 \dots -5^0$		1
$-1^0 \dots -7^0$		1,17
		1,39
$-10^0 \dots +5^0$		6,66

При продольном обтекании сопротивление зазоров еще меньше.

4. Интерференционное сопротивление

Выступающие части кузова существенно увеличивают аэродинамическое сопротивление автомобиля за счет появления завихрений потоков воздуха, ведущих к появлению дополнительного сопротивления. Сопротивление кузова +сопротивление выступа меньше сопротивления кузова с выступом.

Пример.

Зеркало заднего вида отдельно – сопротивление 100 %.

Т.к. скорость потока вблизи угла ветрового стекла на 20–30 % больше скорости автомобиля, то сопротивление зеркала будет 165 %. Если само зеркало имеет не обтекаемую форму, то за ним образуется турбулентность, что еще увеличивает сопротивление зеркала на 40–60 %. Таким образом, сопротивление зеркала достигнет 250–300 % от первоначального уровня.

Если снять некоторые элементы с кузова, то обнаружится снижение сопротивления:

Дверные ручки – 1...3 %

Зеркала – 3...5 %

Отражатель насекомых 5...9 %

Внешние солнцезащитные козырьки 10...18 %.

Снижение сопротивления формы приводит к усилению влияния интерференционного сопротивления: появление в ламинарном потоке препятствия приводит к срыву потока...

5. Сопротивление внутренних потоков

- ✓ Охлаждение двигателя
 - без обвески – 100 %
 - с бампером – -30 %
 - с решеткой – -10 %
 - со щитком – +20 %
 - с вентилятором с кожухом – +30 %
- ✓ Охлаждение тормозов

✓ Вентиляция салона

СИЛА СОПРОТИВЛЕНИЯ ВОЗДУХА

Все составляющие сопротивления воздуха трудно определяются аналитически. Поэтому в практике нашла применение эмпирическая формула, имеющая для диапазона скоростей движения, характерного для реального автомобиля, следующий вид:

$$F_{\text{с}} = 0,5 c_x A \rho_{\text{в}} V^2,$$

где c_x – безразмерный коэффициент обтекаемости воздухом, зависящий от формы тела; $\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха $\rho_{\text{в}} = 1,202 \dots 1,225 \text{ кг/м}^3$; A – площадь миделева сечения (площадь поперечной проекции) автомобиля, м^2 ; V – скорость автомобиля, м/с .

В литературе встречается коэффициент сопротивления воздуха $k_{\text{с}}$:

$$F_{\text{с}} = k_{\text{с}} A V^2, \text{ где } k_{\text{с}} = c_x \rho_{\text{в}} / 2, \text{ – коэффициент сопротивления воздуха, Нс}^2/\text{м}^4.$$

...и фактор обтекаемости $q_{\text{с}}$: $q_{\text{с}} = k_{\text{с}} \cdot A$.

Если вместо c_x подставить c_z , то получим аэродинамическую подъемную силу.

Площадь миделева сечения для авто:

$$A = 0,9 \cdot B_{\text{max}} \cdot H,$$

где B_{max} – наибольшая колея автомобиля, м ; H – высота автомобиля, м .

Сила приложена в метацентре, при этом создаются моменты.

Скорость сопротивления потока воздуха с учетом ветра:

$$V = \sqrt{V_{\text{а}}^2 + V_{\text{с}}^2 + V_{\text{а}} V_{\text{с}} \cos \beta}, \text{ где } \beta \text{ – угол между направлениями движения автомобиля и}$$

ветра.

C_x некоторых автомобилей

BA3 2101...07	0,48
BA3 2108...15	0,47...0,43
BA3 2110	0,33
BA3 2111	0,36
BA3 2112	0,34
BA3 2102...04	0,48
BA3 2121...214	0,536
BA3 2123	0,455
M2141	0,35

Opel astra Sedan	0,33
HatchBack	0,36
Wagon	0,35
Peugeot 307	0,36
Land Rover FreeLander	0,44
Ford Maverick	0,44
автобус	> 0,7
грузовик	> 0,85
грузовик с прицепом	> 1,25

2.2. Сила сопротивления подъему

$$F_n = G_a \sin \alpha.$$

В дорожной практике величину уклона обычно оценивают величиной подъема полотна дороги, отнесенную к величине горизонтальной проекции дороги и обозначают i , выражая полученное значение в процентах. При относительно небольшой величине уклона допустимо в расчетных формулах при определении силы сопротивления подъему использовать не $\sin \alpha$, а величину i в относительных значениях. При больших значениях величины уклона замена $\sin \alpha$ величиной i недопустима.

2.3. Сила сопротивления разгону

При разгоне автомобиля происходит разгон поступательно движущейся массы авто и разгон вращающихся масс, увеличивающих сопротивление разгону. Это увеличение можно учесть в расчетах, если считать, что массы автомобиля движутся поступательно, но использовать некую эквивалентную массу $m_{\text{э}}$, несколько большей $m_{\text{а}}$ (в классической механике это выражается уравнением Кенига)

Используем метод Н.Е. Жуковского, приравняв кинетическую энергии поступательно движущейся эквивалентной массы сумме энергий:

$$\frac{m_3 V^2}{2} = \frac{m_a V^2}{2} + \frac{J_\partial \omega_\partial^2}{2} + \frac{J_\kappa \omega_\kappa^2}{2},$$

где J_∂ – момент инерции маховика двигателя и связанных с ним деталей, Н·с²·м (кг·м²); ω_∂ – угловая скорость двигателя, рад/с; J_κ – момент инерции одного колеса.

$$\text{Так как } \omega_\kappa = V_a/r_k, \quad \omega_\partial = V_a \cdot i_{\kappa\partial} \cdot i_\partial / r_k, \quad r_k = r_{k0},$$

$$\text{то получим } m_3 = m_a + \frac{J_\partial \cdot i_{\kappa\partial}^2 \cdot i_\partial^2 + \sum J_k}{r_{k0}^2}.$$

Момент инерции J узлов трансмиссии автомобилей, кг·м²

Автомобиль	Маховик с коленвалом J_∂	Ведомые колеса (2 колеса с тормозными барабанами), $J_{\kappa 1}$	Ведущие колеса (2 колеса с тормозными барабанами и с полуосями) $J_{\kappa 2}$
ВАЗ 2101	0,13	1,1	1,42
ВАЗ 2121	0,13	–	9,47
УАЗ 31514	0,37	–	13,0
ГАЗ 3110	0,32	2,44	2,52
ГАЗ 53А	0,52	18,0	35,6
КАМАЗ 5320	2,11	23,3	98,5

Произведем замену: $m_3 = m_a \cdot \delta$,

$$\text{где } \delta = 1 + \frac{J_\partial \cdot i_\partial^2}{r_{k0}^2 \cdot m_a} \cdot i_{\kappa\partial}^2 + \frac{J_{\kappa 1} + J_{\kappa 2}}{r_{k0}^2 \cdot m_a} = 1 + \delta_1 \cdot i_{\kappa\partial}^2 + \delta_2.$$

Если автомобиль загружен не полностью: $\delta = 1 + (\delta_1 \cdot i_{\kappa\partial}^2 + \delta_2) \cdot \frac{m_a}{m_x}$.

Если автомобиль идет накатом: $\delta = 1 + \delta_2$

Сила сопротивления разгону автомобиля (инерции): $F_u = m_3 \cdot a_a = \delta \cdot m_a \cdot a_a$.

В первом приближении можно принять: $\delta = 1,04 + 0,04 i_{\kappa\partial}^2$

2.4. Распределение и перераспределение реакций R_z на колесах

Для неподвижного авто на горизонтальной площадке

$$R_{z1} = G_a \cdot L_2/L; \quad R_{z2} = G_a \cdot L_1/L.$$

Для движущегося по горе авто (см. схему)

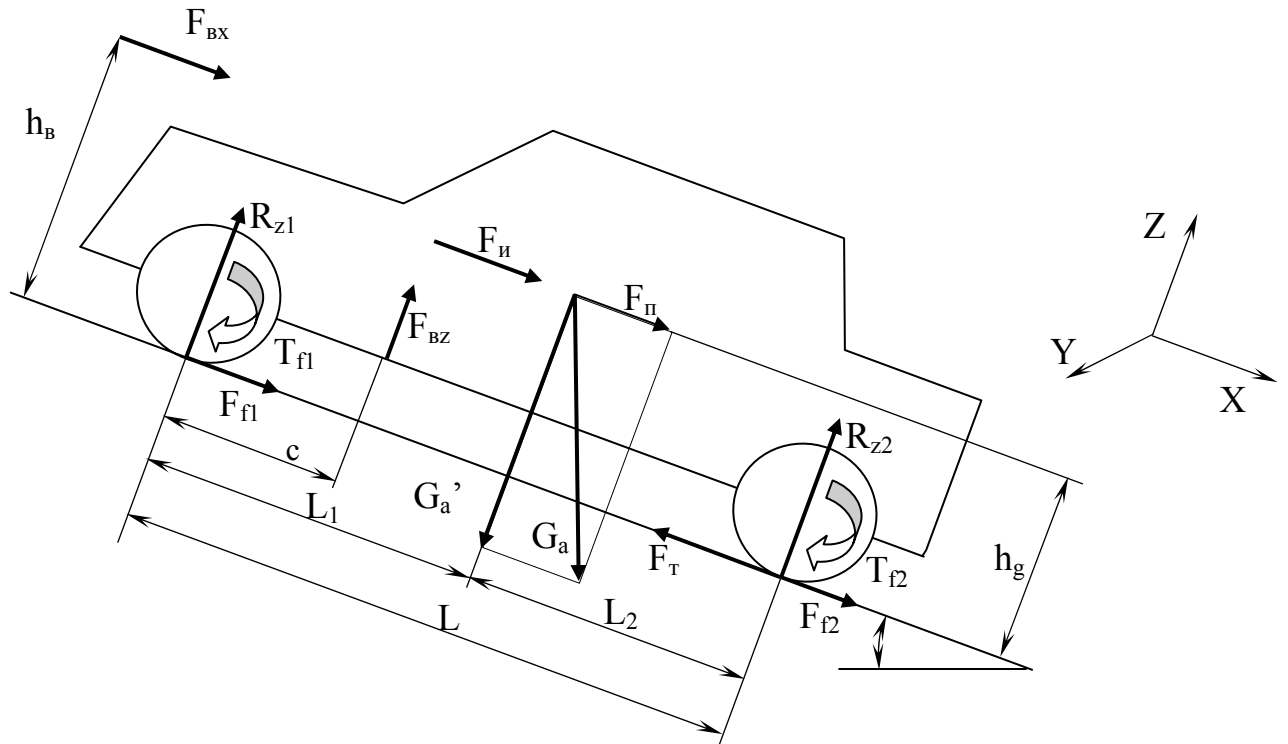
Сумма моментов относительно заднего ведущего колеса = 0:

$$\sum T_{o2} = R_{z1} \cdot L + G_a \cdot \sin \alpha \cdot h_g + m_3 \cdot a \cdot h_g + 0,5 \cdot c_x \cdot \rho \cdot A \cdot V^2 \cdot h_g - G_a \cdot \cos \alpha \cdot L_2 + T_{f1} + T_{f2} = 0$$

$$T_{f1} = R_{x1} \cdot r_\partial = f \cdot R_{z1} r_\partial$$

$$T_{f2} = R_{x2} \cdot r_\partial = f \cdot R_{z2} r_\partial$$

$$T_{f1} + T_{f2} = f R_{z1} r_\partial + f R_{z2} r_\partial = (R_{z1} + R_{z2}) f r_\partial = G_a \cos \alpha f r_\partial.$$



Из суммы моментов выразим R_{z1} :

$$R_{z1} = \frac{G_a \cdot L_2}{L} \left(\underbrace{\cos \alpha}_{k_\alpha} - \underbrace{\frac{h_g}{L_2} \cdot \sin \alpha}_{k_\theta} - \underbrace{\frac{c_x \cdot \rho \cdot A \cdot V^2}{2 \cdot G_a \cdot L_2} \cdot h_\theta}_{k_\theta} - \underbrace{\frac{a}{g} \cdot \frac{h_g}{L_2}}_{k_u} - \underbrace{f \cdot \frac{r_\partial}{L_2}}_{k_f} \right).$$

Сравнивая последнее с R_{z1} на горизонтальной площадке в статике заменим:

$$m_{g1} = k_\alpha + k_\theta + k_u + k_f$$

– коэффициенты влияния соответственно подъема, сопротивления воздуха, ускорения и сопротивления качению.

$$R_{z1} = m_{g1} G_a L_2 / L.$$

Аналогично для задних колес:

$$\sum T_{o1} = R_{z2} \cdot L - G_a \cdot \sin \alpha \cdot h_g - m_a \cdot a \cdot h_g - 0.5 \cdot c_x \cdot \rho \cdot A \cdot V^2 \cdot h_\theta - G_a \cdot \cos \alpha \cdot L_1 - T_{f1} - T_{f2} = 0$$

$$R_{z2} = \frac{G_a \cdot L_1}{L} \left(\cos \alpha + \frac{h_g}{L_1} \cdot \sin \alpha + \frac{c_x \cdot \rho \cdot A \cdot V^2}{2 \cdot G_a \cdot L_1} \cdot h_\theta + \frac{a}{g} \cdot \frac{h_g}{L_1} + f \cdot \frac{r_\partial}{L_1} \right)$$

$$R_{z2} = m_{g2} G_a L_1 / L$$

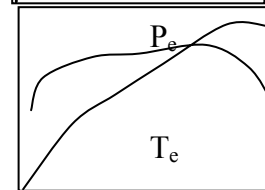
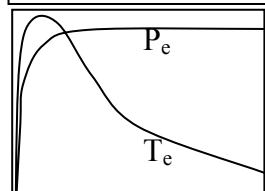
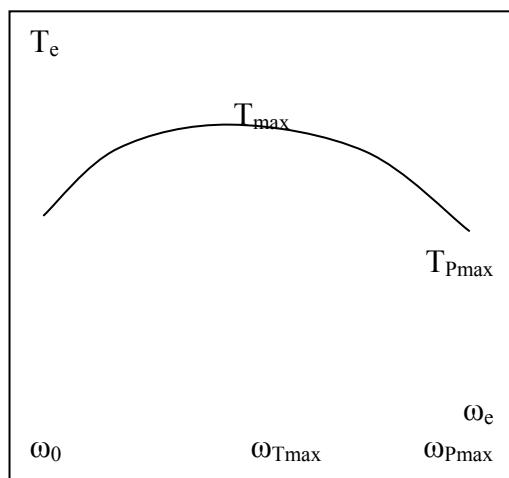
Предельные значения коэффициентов перераспределения нормальных реакций m_g :

	Переднеприводные	Заднеприводные
R_{z1}	0,85	0,79
R_{z2}	1,15	1,21

Сила тяги ограничена сцеплением $\varphi_x = 0,75$; Аэродинамика и уклон не учтены.

3. Динамика автомобиля

3.1. Внешняя скоростная характеристика двигателя (ВСХ)



$T_{mp} = T_e - J_e \varepsilon_e$ – момент, подведенный к трансмиссии;
Идеальным можно считать независимость T_e от ω_e , т.е. $T_e = \text{const}$ в функции частоты вращения вала двигателя

$T_k = T_{mp} i_{mp} - T_{nmp}$ – момент, подведенный к колесам;
 $i_{mp} = i_k i_0$ – передаточное число трансмиссии;

Если в трансмиссии исключены скоростные потери (агрегаты трансмиссии образованы узлами с зубчатыми зацеплениями), то можно считать, т.е. если трансмиссия «жесткая»:

$$T_k = T_{mp} i_{mp} \eta_{mp};$$

$$\eta_{mp} = \eta_k \eta_{кард} \eta_0;$$

$$T_k = (T_e - J_e \varepsilon_e) i_k i_0 \eta_{тр}.$$

<=Автомобилю с таким двигателем не нужна КП.

ω_0 – min устойчивая по нагрузке угловая скорость двигателя;

ω_{Tmax} – угловая скорость при max крутящем моменте;

Реальная внешняя характеристика современного двигателя внутреннего сгорания:

ω_{Pmax} – угловая скорость при max мощности двигателя;

Для графиков зависимости крутящего момента от частоты вводят коэффициент приспособляемости

по моменту

$$K_m = T_{max}/T_{Pmax}. \text{ Обычно } 1 < K_m < 2.$$

Для паровой машины $K_m = 2$, но низок КПД; Для газовой турбины $K_m = 1,8$, но высока неравномерность расхода топлива на разных оборотах;

Коэффициент приспособляемости по частоте вращения вала двигателя

$$K_\omega = \omega_{Pmax}/\omega_{Tmax}$$

Характеристики двигателей

Тип двигателя (автомобиля)		Наддув (турбонаддув)	K_T	K_ω	Диапазон частот, $\omega_{max}/\omega_{min}$
Искровой		–	1,25...1,3	1,33...1,54	4...7
		+	1,3...1,35		
дизельный	легковой	–	1,15...1,2	1,18...1,66	3,5...5
		+	1,2...1,3		
	грузовой	–	1,1...1,15	1,11...2,5	1,8...3,2
		+*	1,15...1,3		

* – с интеркуллером $K_T = 1,25...1,4$

Между крутящим моментом и мощность двигателя есть жесткая связь:

$$P_e = T_e \cdot \omega_e.$$

Индекс «е» (engine – двигатель) указывает на то, что параметр «эффективный», т.е. при полной подаче топлива.

Так как найти ВСХ трудно, поэтому задаем зависимость мощности и крутящего момента от максимальной мощности в функции относительных оборотов в виде полинома третьего порядка:

$$P_e = P_{max} \left[a \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_{Pmax}} \right) + b \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_{Pmax}} \right)^2 + c \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_{Pmax}} \right)^3 \right]$$

$$T_e \cdot \omega_e = T_{Pmax} \cdot \omega_{Pmax} \left[a \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_{Pmax}} \right) + b \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_{Pmax}} \right)^2 + c \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_{Pmax}} \right)^3 \right];$$

$$T_e = T_{Pmax} \left[a + b \cdot \frac{\omega_e}{\omega_{Pmax}} + c \cdot \frac{\omega_e^2}{\omega_{Pmax}^2} \right]$$

Из условий удовлетворения этих зависимостей значению мощности при частоте максимальной мощности, значению максимального момента при частоте максимального момента и условия перегиба кривой максимального момента при частоте максимального момента получаем три линейных уравнения, решение которых позволяет определить значения коэффициентов полинома:

$$a = \frac{k_T \cdot k_\omega \cdot (2 - k_\omega) - 1}{k_\omega \cdot (2 - k_\omega) - 1}; \quad b = -\frac{2 \cdot k_\omega \cdot (k_T - 1)}{k_\omega \cdot (2 - k_\omega) - 1}; \quad c = \frac{k_\omega^2 \cdot (k_T - 1)}{k_\omega \cdot (2 - k_\omega) - 1}.$$

Для всех двигателей $a + b + c = 1$

Мощность и крутящий момент реального двигателя следует уменьшить: $K_p = 0,85 \dots 0,9$ – коэффициент коррекции мощности двигателя.

$$P_e = K_p \cdot P_{e\text{пасп}}$$

где K_p – коэффициент коррекции мощности:

Если $P_{e\text{пасп}}$ нетто – $K_p = 1$;

...брутто – $K_p = 0,93 \dots 0,95$ (без КП, ГУР, кондиционера, печки без вентилятора и т.п.).

Расчетные формулы:

$$T_e = 1000 P_e / \omega_e \quad \text{или} \quad T_e = 9549 P_e / n_e \quad \frac{\omega}{n} \frac{\text{рад/с}}{\text{об/мин}} = \frac{60}{2\pi} = 9,549 \approx 9,550.$$

3.2. Касательные реакции R_x на колесах

Реакция по X на ведомых колесах

$$R_{x1} = R_{z1} \cdot f + \frac{\sum_1^m J_k \cdot \varepsilon_k}{r_{k0}},$$

где f – коэф. сопротивления качению; R_{z1} – суммарная реакция на ведомых колесах; m – число ведомых колес.

Реакция по X на ведущих колесах

$$R_{x2} = \frac{T_k - R_{z2} \cdot f \cdot r_{k0} - \sum_1^n J_k \cdot \varepsilon_k}{r_{k0}},$$

T_k – суммарный крутящий момент, подведенный к полуосям; n – число ведущих колес.

С учетом зависимости крутящего момента от скорости двигателя, силу тяги можно переписать в следующем виде

$$R_{x2} = \frac{(T_e - J_e \cdot \varepsilon_e) \cdot i_{\kappa n} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp} - R_{z2} \cdot f \cdot r_{k0} - \sum_1^n J_k \cdot \varepsilon_k}{r_{k0}},$$

T_e – текущее значение крутящего момента.

3.3. Уравнение движения автомобиля

1 условие – возможность движения

Необходимо, чтобы касательная реакция на ведущих колесах была больше или равна сумме касательных реакций на ведомых колесах и проекций внешних сил на плоскость дороги (включая силы инерции): $R_{x2} \geq R_{x1} + \Sigma F_{\text{внеш.}}$

2 условие -

Касательная реакция на ведущих колесах не должна превышать своего предела по сцеплению: $R_{x2} \leq R_{z2} \cdot \varphi_x$

Введем понятие условной силы тяги F_m

$$F_T = \frac{T_e \cdot i_{\kappa n} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp}}{r_{\kappa}}$$

Тогда

$$F_m = F_{\kappa} + F_n + F_{\phi} + F_u \quad (\text{Тяга} = \text{колеса} + \text{подъем} + \text{воздух} + \text{инерция})$$

F_{κ} и F_{ϕ} – при движении авто существуют всегда; F_n и F_u – могут отсутствовать.

$$F_T = \frac{T_e \cdot i_{\kappa n} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp}}{r_{\kappa}}; \quad F_{\kappa} = f_{\kappa} G_a \cos \alpha; \quad F_n = G_a \sin \alpha$$

Объединим $F_{\kappa} + F_n$ в силе сопротивления дороги

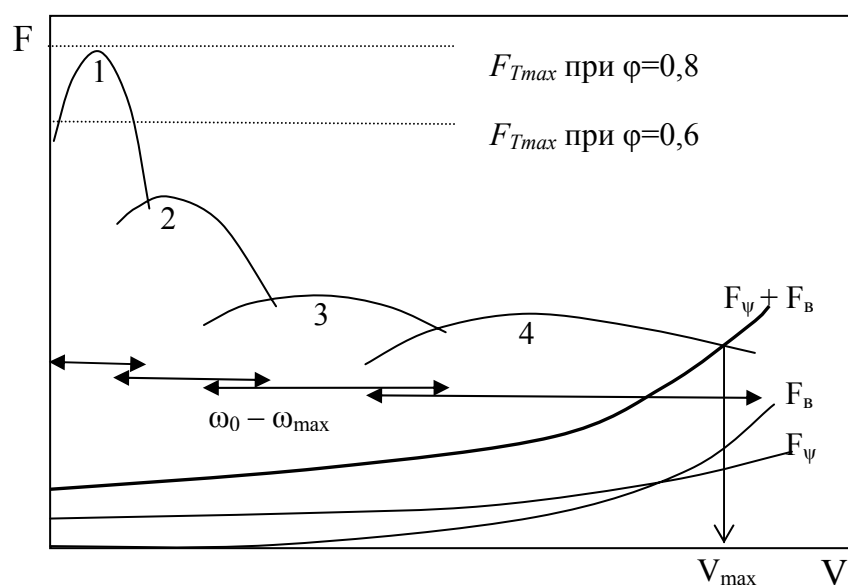
$$F_{\psi} = F_{\kappa} + F_n = f_{\kappa} G_a \cos \alpha + G_a \sin \alpha = G_a (f_{\kappa} \cos \alpha + \sin \alpha).$$

$\Psi = f \cos \alpha + \sin \alpha$ – коэффициент дорожного сопротивления.

$$F_{\psi} = G_a \Psi; \quad F_{\phi} = 0,5 c_x A \rho_{\phi} V^2; \quad F_u = \delta m_a a_a.$$

Уравнение движения автомобиля примет вид:

$$\frac{T_e \cdot i_{\kappa n} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp}}{r_{\kappa}} = \Psi \cdot G_a + 0,5 \cdot c_x \cdot A \cdot \rho_{\phi} \cdot V^2 + \delta \cdot M_a \cdot a_a$$



Тяговую характеристику автомобиля можно проиллюстрировать графически набором кривых зависимости условной силы тяги от скорости движения автомобиля. Очевидно, что характер этих зависимостей определяется передаточным числом трансмиссии **Тяговый баланс автомобиля (силовой баланс)**

$$F_{T1}/F_{T2} = i_1/i_2 \text{ и т.д.}$$

Для аналитического описания тяговой характеристики автомобиля можно воспользоваться аналитическим описанием внешней характеристики двигателя

Учитывая, что $T_e = T_{Pmax} \left[a + b \cdot \frac{\omega_e}{\omega_{Pmax}} + c \cdot \frac{\omega_e^2}{\omega_{Pmax}^2} \right]$, а $\omega_e = V_a \cdot i_0 \cdot i_{кн} / r_k$, получим

$$F_T = \frac{T_{Pmax} \left[a + b \cdot \frac{\omega_e}{\omega_{Pmax}} + c \cdot \frac{\omega_e^2}{\omega_{Pmax}^2} \right] \cdot i_{кн} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp}}{r_k} = \frac{T_{Pmax} \left[a + b \cdot \frac{V_a \cdot i_{кн} \cdot i_0}{\omega_{Pmax} \cdot r_k} + c \cdot \frac{V_a^2 \cdot i_{кн}^2 \cdot i_0^2}{\omega_{Pmax}^2 \cdot r_k^2} \right] \cdot i_{кн} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp}}{r_k} =$$

$$= a \cdot \frac{T_{Pmax} \cdot \eta_{mp} \cdot i_{кн} \cdot i_0}{r_k} + V_a \cdot b \cdot \frac{T_{Pmax} \cdot \eta_{mp} \cdot i_{кн}^2 \cdot i_0^2}{\omega_{Pmax} \cdot r_k^2} + V_a^2 \cdot c \cdot \frac{T_{Pmax} \cdot \eta_{mp} \cdot i_{кн}^3 \cdot i_0^3}{\omega_{Pmax}^2 \cdot r_k^3} =$$

$$= A_F \cdot D_F + B_F \cdot D_F^2 \cdot V_a + C_F \cdot D_F^3 \cdot V_a^2$$

где

$$A_F = a \cdot T_{Pmax} \cdot \eta_{mp}; \quad B_F = b \cdot \frac{T_{Pmax} \cdot \eta_{mp}}{\omega_{Pmax}}; \quad C_F = c \cdot \frac{T_{Pmax} \cdot \eta_{mp}}{\omega_{Pmax}^2}; \quad D_F = \frac{i_{кн} \cdot i_0}{r_k}.$$

$\Delta F = F_m - F_{\psi} - F_{\phi}$ – избыток силы автомобиля на текущей скорости (запас тяги).

Максимально возможное ускорение на текущей скорости:

$$a = \frac{\Delta F}{m_a \cdot \delta_i}.$$

Максимально возможный подъем на данной передаче:

$$\Delta F = G_a \cdot \sin \alpha;$$

$$\alpha = \arcsin \frac{\Delta F}{G_a}.$$

Максимально возможный вес прицепа (равномерное движение по горизонту):

Допустим, что $F_{\phi \text{ приц}} = 0,25 \cdot F_{\phi \text{ авт}}$, тогда

$$\begin{aligned} F_{f \text{ приц}} &= G_{\text{приц}} \cdot f_{\max} \\ \Delta F &= 0,25 \cdot F_{\phi \text{ авт}} + G_{\text{приц}} \cdot f_{\max}; \text{ откуда} \\ G_{\text{приц}} &= \frac{\Delta F - 0,25 \cdot F_{\phi \text{ авт}}}{f_{\max}}. \end{aligned}$$

График тягового баланса позволяет решать и другие задачи.

Согласно второму условию:

$$\frac{(T_e - J_e \cdot \varepsilon) \cdot i_{кн} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp} - \sum_l^n J_K \cdot \varepsilon_K - R_{z2} \cdot f_k \cdot r_k}{r_k} \leq R_{z2} \cdot \varphi_x.$$

При равномерном движении исчезает инерционная составляющая тягового баланса:

$$\frac{T_e \cdot i_{кн} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp} - R_{z2} \cdot f_k \cdot r_k}{r_k} \leq R_{z2} \cdot \varphi_x$$

$$F_T - R_{z2} \cdot f_k \leq R_{z2} \cdot \varphi_x;$$

$$\boxed{F_T \leq R_{z2} \cdot (\varphi_x + f_k)} \text{ – при больших } \varphi_x \text{ можно пренебречь } f_k.$$

Пример:

ЛА: $T_e = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (скорректирован); $J_d = 0,132 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $i_{кн} = 4,1$; $i_0 = 4,22$; $\eta_{mp} = 0,9$; $J_K = 0,7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $n = 2$;

$R_{z2} = 7550 \text{ Н}$; $r_c = 0,28 \text{ м}$; $a = 2 \text{ м/с}^2$.

Проверить 2 условие (движение без пробуксовки)

$\varepsilon_K = a / r_K$; $\varepsilon_K = 2 / 0,28 = 7,14 \text{ с}^{-2}$.

$\varepsilon_e = \varepsilon_K \cdot i_{кн} \cdot i_0$. $\varepsilon_e = 7,14 \cdot 4,1 \cdot 4,22 = 123 \text{ с}^{-2}$.

Ускоренное движение:

$$F_T = [(100 - 0,132 \cdot 123) \cdot 4,1 \cdot 4,22 \cdot 0,9 - 2 \cdot 0,7 \cdot 7,14 - 7550 \cdot 0,016 \cdot 0,28] / 0,28 = 4501,91 \text{ Н.}$$

Равномерное движение:

$$F_T = [100 \cdot 4,1 \cdot 4,22 \cdot 0,9] / 0,28 - 7550 \cdot 0,016 = 5561 - 120,8 = 5440,2 \text{ Н.}$$

Максимально возможная тяга по сцеплению (принимая $\varphi_x = 0,7$:

$$F_{T \max} = R_{z2} \varphi_x. \quad F_{T \max} = 7550 \cdot 0,7 = 5290 \text{ Н.}$$

Таким образом, при ускоренном движении ведущие колеса автомобиля начинают буксовать, в то время, как при равномерном движении они обладают запасом тяги по сцеплению.

Динамический паспорт автомобиля

Тяговая характеристика не удобна для сравнения свойств автомобилей с разными массой и аэродинамическим сопротивлением: на одной и той же дороге автомобили будут иметь разные максимальные скорости, разное время разгона (ускорение), разные предельные углы подъема.

Сила тяги определяется:

$$F_m = F_k + \underbrace{F_n + F_g + F_u}_{\psi \cdot G_a} + \underbrace{F_i}_{m_a \cdot \delta \cdot a}$$

где F_k , F_n , F_g , F_i – сила сопротивления соответственно качению колес, подъема, воздуха, инерции.

Изменим структуру, объединив с одной стороны силы, зависящие от веса автомобиля, а с другой – независимые:

$$F_m - F_g = F_k + F_n + F_u$$

Преобразуем правую часть $F_m - F_g = \psi \cdot G_a + m_a \cdot \delta \cdot a$

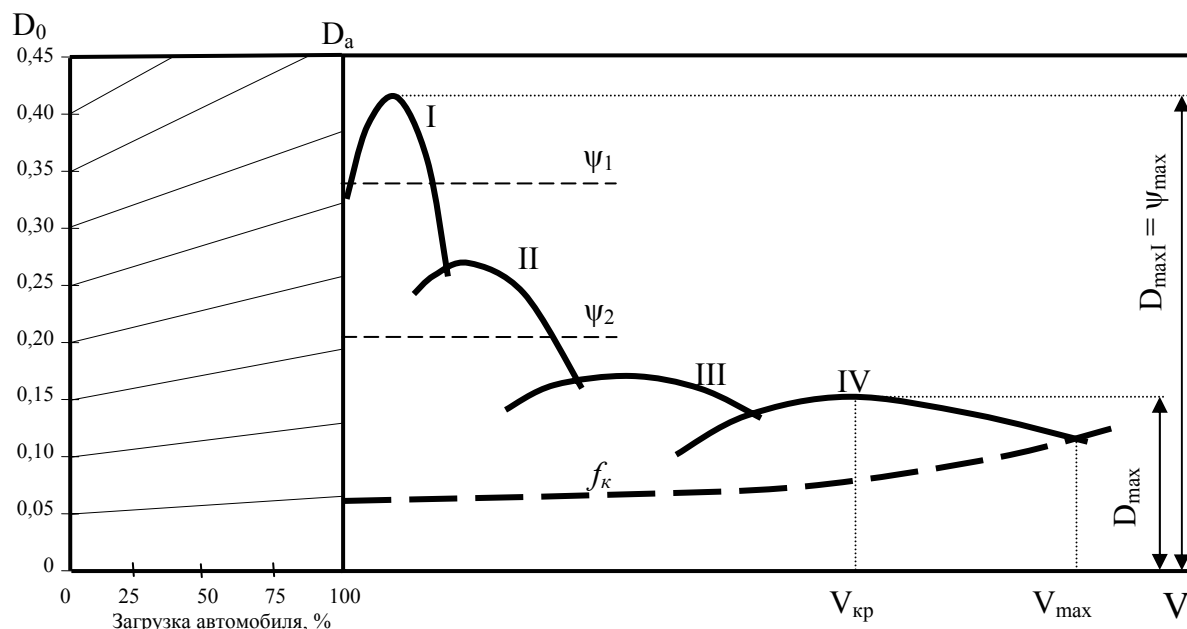
$$\text{Поделим обе части на } G_a \quad \frac{F_T - F_g}{G_a} = \underbrace{\psi + \delta \frac{a}{g}}_{D_a}$$

Назовем отношение разницы силы тяги и силы сопротивления воздуха к весу автомобиля динамическим фактором D_a

Таким образом, динамический фактор затрачивается на преодоление удельного сопротивления движению и удельного сопротивления инерции:

$$\boxed{D_a = \psi + \delta \frac{a}{g}} \text{ – динамический баланс}$$

Графическую зависимость $D(V)$ называют динамической характеристикой полностью груженного автомобиля, а с учетом загрузки автомобиля получим **динамический паспорт ав-**



томобилия.

$D_{\max}$ – максимальный динамический фактор на высшей передаче определяет диапазон дорожных сопротивлений, преодолеваемых автомобилем без переключения на низшие передачи;

$V_{\text{кр}}$ – критическая скорость движения определяет диапазон устойчивого движения на высшей передаче при работе двигателя с полной подачей топлива. При $V > V_{\text{кр}}$ увеличение дорожного сопротивления вызывает падение скорости, но при этом возрастает D , скорость стабилизируется на более низком уровне, двигатель работает устойчиво. При $V < V_{\text{кр}}$ увеличение дорожного сопротивления вызывает падение скорости, но при этом падает и D , скорость падает, возможна остановка двигателя;

$D_{\max I} = \psi_{\max}$ – максимальный динамический фактор на низшей передаче определяет максимальное дорожное сопротивление, преодолеваемое автомобилем (либо подъем, либо тяжелая грязь).

При $V_{\max}$ дальнейшее ускорение невозможно, т.е. $a = 0$. Тогда $D_a = \psi = f_{k \max}$.

Найдем зависимость для аналитического определения динамического фактора:

Ранее получена зависимость: $F_T = A_F \cdot D_F + B_F \cdot D_F^2 \cdot V_a + C_F \cdot D_F^3 \cdot V_a^2$

Учитывая $D_a = \frac{F_T - F_g}{G_a}$, а $F_g = 0,5 \cdot c_x \cdot A \cdot \rho_g \cdot V_a^2$, получим

$$D_a = \frac{A_F \cdot D_F + B_F \cdot D_F^2 \cdot V_a + C_F \cdot D_F^3 \cdot V_a^2 - 0,5 \cdot c_x \cdot A \cdot \rho_g \cdot V_a^2}{G_a} = A_D + B_D \cdot V + C_D \cdot V_a^2,$$

$$\text{где } A_D = \frac{A_F \cdot D_F}{G_a}; \quad B_D = \frac{B_F \cdot D_F^2}{G_a}; \quad C_D = \frac{C_F \cdot D_F^3 - 0,5 \cdot c_x \cdot A \cdot \rho_g}{G_a}.$$

Найдем максимальный угол подъема:

Если $a = 0$, то $D_a = \psi$; $\psi = f_k \cos \alpha + \sin \alpha$.

При малых углах подъема допустима замена $\sin \alpha$ величиной $i/100$

Пренебрегаем уменьшением вертикальной реакции ($\cos \alpha = 1$), тогда

$$\begin{aligned} D_a &= f_k + \sin \alpha. \\ \alpha &= \arcsin (D_a - f_k). \end{aligned} \quad \text{Для справки: } \begin{cases} \cos 1 = 0.9998477 \\ \sin 1 = 0.0174524 \end{cases}$$

Для малых углов может быть справедливо: $i = D_a - f_k$.

При больших углах уклона дороги такая замена недопустима. В этом случае при равномерном движении (что очевидно при движении автомобиля на больших подъемах) динамический баланс будет иметь вид:

$$D_a = f_k \cos \alpha + \sin \alpha.$$

Заменяя $\cos \alpha$ величиной $\sqrt{1 - \sin^2 \alpha}$ и решая полученное уравнение, получим

$$\alpha = \arcsin (D_a - \sqrt{(1 - D_a^2 + f_k^2)}) / (1 + f_k^2)$$

Существуют другие показатели динамических качеств автомобиля:

- ✓ Удельная мощность двигателя $P_{\text{уд}} = P_{\text{max}} / m_a$, где m_a – масса автомобиля в тоннах;
- ✓ Удельная сила тяги $F_{\text{уд}} = F_T / G_a$ – тот же динамический фактор, но без учета аэродинамического сопротивления автомобиля.

Массу легкового автомобиля принимают при наличии водителя, пассажира и 20 кг багажа.

Для грузовых автомобилей, автопоездов и автобусов принимают полную массу.

Автомобили с малой удельной мощностью двигателя мешают движению. В некоторых странах маломощные автомобили запрещены:

Требования к динамике автомобиля

Страна	Мощность		Скорость, км/ч	
	кВт/т	л.с./т	Средняя техническая	Установившаяся на подъеме 3 % длиной 3 км
Англия, Финляндия	4,41	6	—	—
Германия, Австрия, Норвегия, Италия	5,88	8	—	—
Швейцария	7,35	10	—	—
Россия*: До 3,5 т Более 3,5 т	—	—	100 80	30
Япония	—	—	—	50

ГОСТ 22576–77

Показатели быстроходности: (по ГОСТ 22576–77)

- ✓ Максимальная скорость на пути 1 км (нагрузка 160 кг – 1570 Н).
- ✓ Условная максимальная скорость: разгон 1600м, средняя скорость на пути 400 м.
- ✓ Интенсивность разгона (время разгона):
 - Легковой авто до 100 км/ч;
 - Микроавтобус и междугородный автобус до 80 км/ч;
 - Городской автобус и грузовики до 60 км/ч.
- ✓ Интенсивность разгона на дистанции 400 и 1000 м.

Другие показатели быстроходности:

Эластичность: время разгона на высших передачах в определенном диапазоне скоростей: 40 – 80, 50 – 120.

3.4. Расчет ускорений автомобиля

Ускорение при дорожном сопротивлении ψ определим по динамическому фактору:

$$D = \psi + \delta \frac{a}{g} \Rightarrow a = D \frac{g}{\delta} - \psi \frac{g}{\delta}.$$

где $\psi = f \cos \alpha + \sin \alpha$, $f = f_0 (1 + A_f V^2)$.

Подстановкой D и ψ можно получить зависимость $a(V)$

Реальный автомобиль – $a = 3 \dots 5 \text{ м/с}^2$;

Гоночный автомобиль – $a = 8 \dots 10 \text{ м/с}^2$.

Определим максимально возможное ускорение:

Если считать, что по сцеплению ограничивается условная сила тяги, то

$$F_{T_{max}}^{\varphi} = G_a \frac{L_1}{L} m_2 \cdot \varphi_x \Rightarrow \text{для полноприводного } \frac{L_1}{L} m_2 = 1 \Rightarrow F_{T_{max}}^{\varphi} = G_a \cdot \varphi_x, \text{ получим}$$

$$D_{max}^{\varphi} = \frac{F_{T_{max}}^{\varphi} - F_6}{G_a} \stackrel{F_6 \rightarrow 0}{=} \frac{F_{T_{max}}^{\varphi}}{G_a} = \frac{G_a \cdot \varphi_x}{G_a} = \varphi_x, \text{ откуда (при малой скорости } f = f_0)$$

$$a_{max} = (D - f) \frac{g}{\delta} = (\varphi_x - f_0) \frac{g}{\delta}.$$

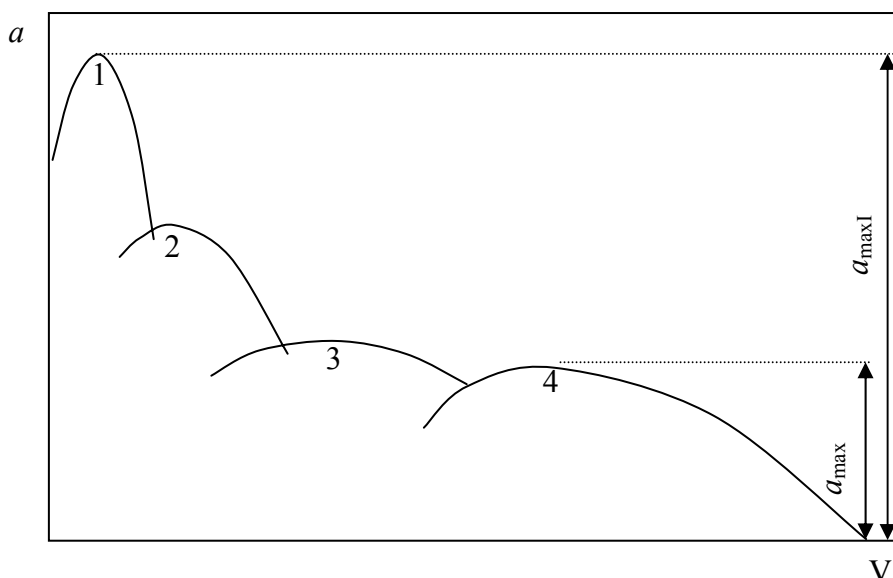
Однако, если учесть, что на самом деле по сцеплению ограничивается реальная касательная реакция, действующая в контакте колеса с дорогой и эта реакция получена после преодоле-

ния сопротивления инерции вращающихся деталей и при отсутствии сопротивления качению скользящего колеса, то максимально возможное ускорение определится следующим образом:

$$a_{\max} = \varphi G_a$$

Примечание: У грузового автомобиля из-за большого δ ускорение на 1 передаче может быть ниже, чем на второй.

На основании полученных выражений можно построить график зависимости ускорений автомобиля от скорости при разгоне на разных передачах при полной подаче топлива:



3.5. Расчет пути и времени разгона автомобиля до заданной скорости

Исходные данные:

- ✓ Характеристики ускорений на передачах;
- ✓ Время переключения $\Delta t_{\text{кп}}$ (ЛА=0,5 с; ГА=1,5 с);
- ✓ Сопротивления движению f_k (или ψ), A , c_x ;
- ✓ Масса автомобиля m_a ;
- ✓ Коэффициент учета вращающихся масс δ .

Точно время разгона можно подсчитать только интегрированием.

В ручную считают следующим образом.

1. Огибающую графика $a(V)$ представляют в виде гистограммы. (Чем мельче ее шаг, тем точнее расчет.) На каждом шаге ускорение считают постоянным.
2. Вычисляют время разгона на первом участке (шаге):

$$\Delta t_1 = \frac{V_1 - V_0}{a_1}, \text{ где индекс обозначает номер шага.}$$

3. Вычисляют время разгона на i -том участке (шаге) на первой передаче:

$$4. \quad \Delta t_i = \frac{V_i - V_{i-1}}{a_i}.$$

5. Вычисляют потерю скорости при переключении передач:

$$\Delta V_{1-2} = \frac{F_k + F_{\psi}}{m_a} \cdot \Delta t_{\text{кп}}$$

(как показывают проведенные расчеты, потеря скорости за время переключения передач получается весьма небольшой, поэтому допустимо в пределах инженерной точности пренебречь этой величиной и считать скорость начала разгона на последующей передаче примерно равной скорости конца разгона на предыдущей передаче).

6. Корректируют гистограмму (смещают шаги на ΔV).
7. Повторяют вычисления на второй и последующих передачах до достижения заданной скорости.
8. Суммируют время на n шагах и при m переключениях:

$$t = \sum_{i=0}^n \Delta t_i + \Delta t_{\text{кп}} \cdot m.$$

Строим график $V(t)$

Расчет пути, пройденного автомобилем при разгоне до заданной скорости выполняют по графику $V(t)$, разбив его на n шагов:

$$S = \sum_1^n (V_n - V_{n-1}) \cdot \Delta t + \sum_1^m V_m \cdot \Delta t_{\text{кп}}.$$

3.6. Мощностной баланс автомобиля

Если пренебречь коэффициентом полезного действия колеса, работающего в ведущем режиме, то можно мощностной баланс автомобиля построить на основании тягового баланса, для чего все силы, входящие в уравнение тягового баланса необходимо помножить на соответствующее значение скорости:

$$F_m = F_k + F_{\text{с}} + F_u + F_n : \text{ помножим обе части на } V_a$$

$$T_m \omega_k / r_c = F_k V_a + F_{\text{с}} V_a + F_u V_a + F_n \cdot V_a;$$

Учитывая, что $\omega_k = V / r_k$ и $T_k \cdot \omega_k = P_e \cdot \eta_m$, получим

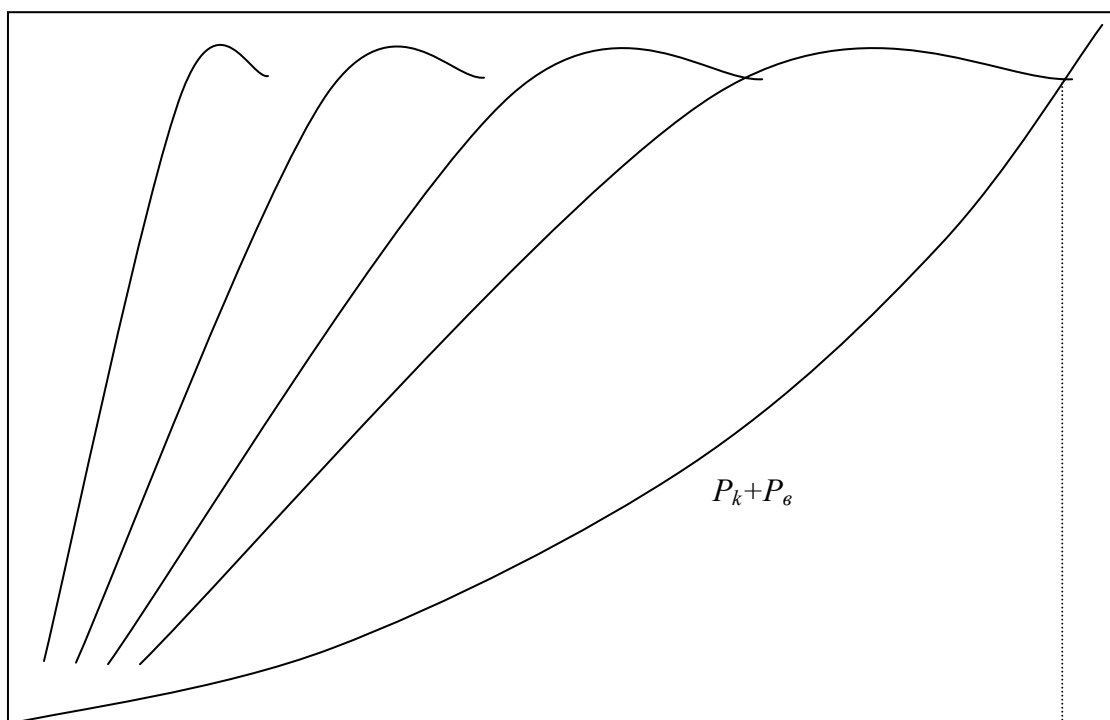
$$P_e \eta_m r_k / r_c = F_k V + F_{\text{с}} V + F_u V + F_n \cdot V;$$

Введем мощность скоростных потерь (буксование колес: $s_0 = 1 - r_k / r_{\text{к0}}$)

$$P_e \eta_m (1 - s_0) = F_k V + F_{\text{с}} V + F_u V + F_n V;$$

$$P_e \eta_m (1 - s_0) = G_a \psi V + 0.5 \cdot C_x \rho A V^3 + m_a \cdot \delta a V$$

$$P_e \cdot \eta_m (1 - s_0)$$



$V_{\text{max}} \quad V$

Скорость, при которой двигатель развивает максимальную мощность на прямой передаче определяется передаточным числом главной передачи. V_{max} будет достигнута при

пересечении линии (кривой) сопротивлений линией (кривой) мощности при работе двигателя на режиме максимальной мощности. Такой вариант обеспечивает максимально возможную скорость автомобиля с данным двигателем на данной дороге. Вместе с тем динамика автомобиля будет хуже, чем при работе двигателя на режиме максимальной мощности при меньшем значении скорости. Для лучшей загрузки двигателя в условиях малых дорожных сопротивлений применяют ускоряющую передачу.

Наиболее часто применяемые передачи сближают (обычно 3 и 4, иногда 2, 3 и 4).

4. Топливная экономичность автомобиля

4.1. Общие сведения

Топливная экономичность – свойство, определяющее расход топлива при выполнении автомобилем транспортной работы в различных условиях эксплуатации.

Обобщающими измерителями топливной экономичности служат:

- ✓ Средний эксплуатационный расход топлива $Q_{\text{ср}}$ – это путевой расход топлива в литрах на 100 км пройденного пути при нормальном эксплуатационном режиме движения в разных, наиболее типичных для данного автомобиля дорожных условиях.
- ✓ Удельный расход топлива $Q_{\text{удср}}$ – это отношение среднего расхода топлива в литрах к выполненной транспортной работе по перевозке грузов и пассажиров. (л/т·км (л/100т·км) или л/пас·км (л/100пас·км))
- ✓ В США и Великобритании топливную экономичность оценивают величиной пройденного пути в милях (1,605 км) при затрате 1 галлона топлива. Следует иметь ввиду, что галлон США и галлон Великобритании различаются: 1 галл. US = 4,456 л; 1 галл. UK = 3,785 л.

Единичными измерителями топливной экономичности служат:

	Измеритель	Обозначение	ГОСТ	№ правила ЕЭК ООН
1.	Контрольный расход топлива	$Q_{\text{СК}}$	20306-90	15 и 84
2.	Расход топлива в магистральном цикле	$Q_{\text{СМ.ц.}}$		
3.	Расход топлива в городском цикле	$Q_{\text{СГ.ц.}}$		
4.	Расход топлива в городском цикле на стенде	$Q_{\text{СГ.ц.с}}$		15, 84, 101
5.	Топливная характеристика установившегося движения	$Q_S=f(V_a)$		
6.	Топливно-скоростная характеристика на магистрально-холмистой дороге	$Q_S=f(V_{a,\text{доп}})$ $V_a=f(V_{a,\text{доп}})$		
7.	Удельный контрольный расход топлива для грузовых автомобилей	$Q_{\text{УК}}$	4.401-88	
8.	Обобщенный приведенный расход топлива	$Q_{\text{С'}}$	4.396-88	
9.	Топливно-экономическая характеристика	$Q_S=f(V_a, \psi)$		

Правила ЕЭК ООН 15 и 84 распространяются на ТС категорий M1 и N1 полной массой до 2 т. Оценку производят с постоянными скоростями 90 и 120 км/ч, а также в простом **городском ездовом цикле**:

1. XX 15 с.
2. 0–200 разгон до 20 км/ч, *остановка* 15 с
3. 200–400 разгон до 25 км/ч
4. 400–600 разгон до 30 км/ч, *остановка* 15 с
5. 600–800 разгон до 35 км/ч, торможение до 20 км/ч
6. 800–1100 разгон до 40 км/ч, *остановка* 15 с
7. 1100–1400 разгон до 45 км/ч, торможение до 30 км/ч
8. 1400–1700 разгон до 45 км/ч, *остановка* 15 с
9. 1700–2200 разгон до 50 км/ч, *остановка* 45 с
10. 2200–3000 разгон до 55 км/ч, *остановка* 15 с
11. 3000–4000 разгон до 60 км/ч *остановка* на отметке 4000 м

[Остальные циклы см. Кравец В.Н. Законодательные... требования..., с. 45]

Правило 101 относится к автомобилям с гибридными силовыми установками.

Измерение производят при 11 циклах: 1–5 прогрев; собственно измерения производят трижды на 6–7; 8–9; 10–11 циклах. Между парами допускается увеличение времени xx до 60 с.

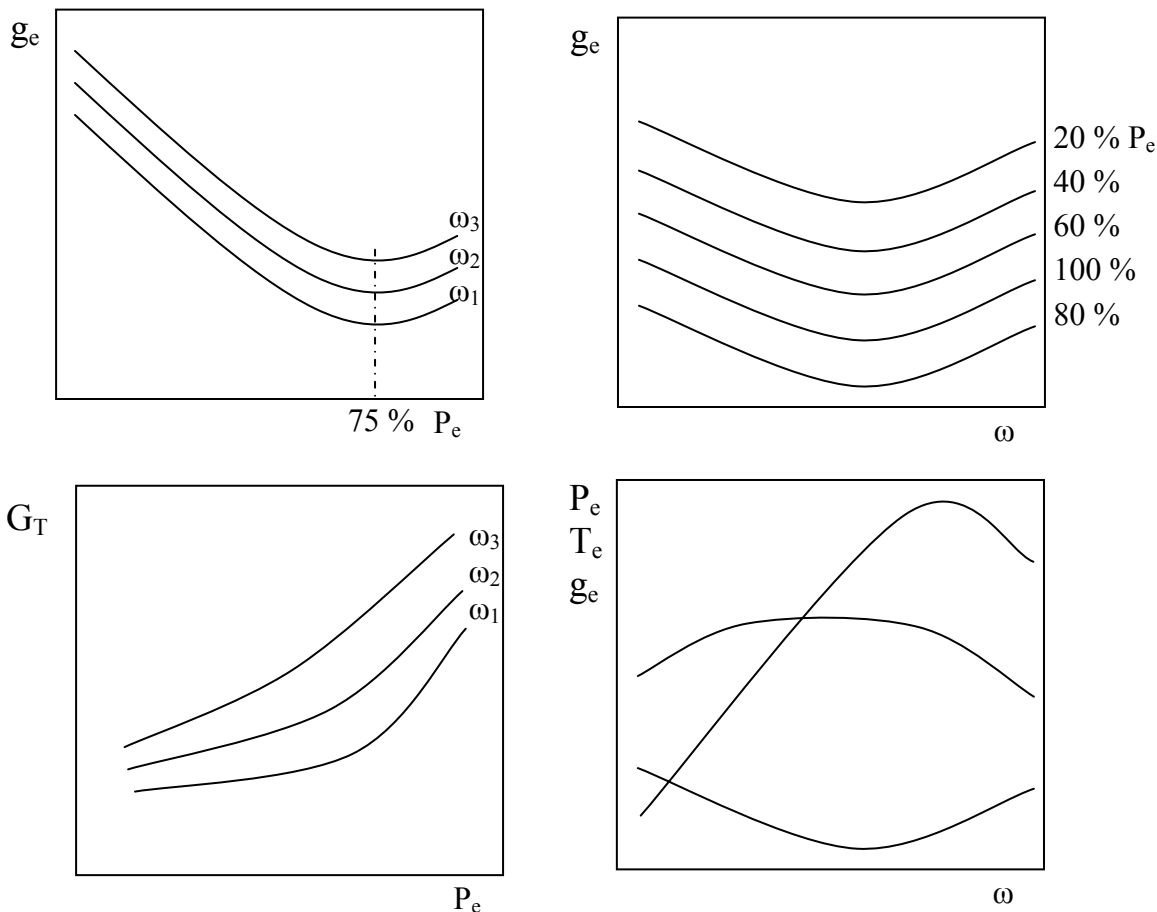
4.2. Топливная экономичность двигателя

Топливную экономичность двигателя оценивают только экспериментально:

- часовой расход топлива G_T , кг/час;
- удельный расход топлива g_e , кг/кВт·ч: $g_e = G_T/P_a$

карбюраторный $g_{e\min} = 240 \dots 300$ г/кВт·ч; дизель $g_{e\min} = 195 \dots 230$ г/кВт·ч

Обе характеристики зависят от скорости двигателя и от нагрузки.



4.3. Топливо-экономическая характеристика

Расход топлива автомобиля определяется:

$$Q_s = \frac{G_T}{V_a \cdot \rho} = \frac{g_e \cdot P_a}{V_a \cdot \rho},$$

где P_a – мощность, развиваемая двигателем, в данных условиях нагружения, т.е. с учетом КПД и K_p ($P_a = P_e$ если газ – «в пол»).

Откуда
$$Q_s = \frac{K_n \cdot K_N \cdot g_{e\min}}{V_a \cdot \eta \cdot \rho \cdot K_p \cdot 36} \cdot (P_\psi + P_s + P_u), \text{ [л/100км];}$$

$$Q_s = \frac{K_n \cdot K_N \cdot g_{e\min}}{\eta \cdot \rho \cdot K_p \cdot 36} \cdot (G_a \cdot \psi + m_s \cdot a + 0,5 \cdot \rho \cdot c_x \cdot A \cdot V^2) \text{ или } Q_s = \frac{K_n \cdot K_N \cdot g_{e\min}}{\eta \cdot \rho \cdot K_p \cdot 36} \cdot (F_\psi + F_u + F_s), \text{ [л/100км],}$$

где ρ – плотность топлива (бензин 0,73 кг/л; солярка 0,8 кг/л); P –кВт; F – Н; g_e – г/(кВт·ч); V – м/с

Коэффициент, учитывающий влияние скорости двигателя на расход топлива

$$K_n = 1,25 - 0,99 \frac{\omega_e}{\omega_{P\max}} + 0,98 \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_{P\max}} \right)^2 - 0,24 \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_{P\max}} \right)^3.$$

Экстремум $K_n = 0,9544$ при $\omega_e = 0,67 \cdot \omega_{P_{max}}$

Коэффициент, учитывающий влияние расходуемой мощности на расход топлива

Для карбюраторных:
$$K_N = 3.27 - 8.22 \frac{P_a}{P_e^{6H}} + 9.13 \cdot \left(\frac{P_a}{P_e^{6H}} \right)^2 - 3.18 \cdot \left(\frac{P_a}{P_e^{6H}} \right)^3;$$

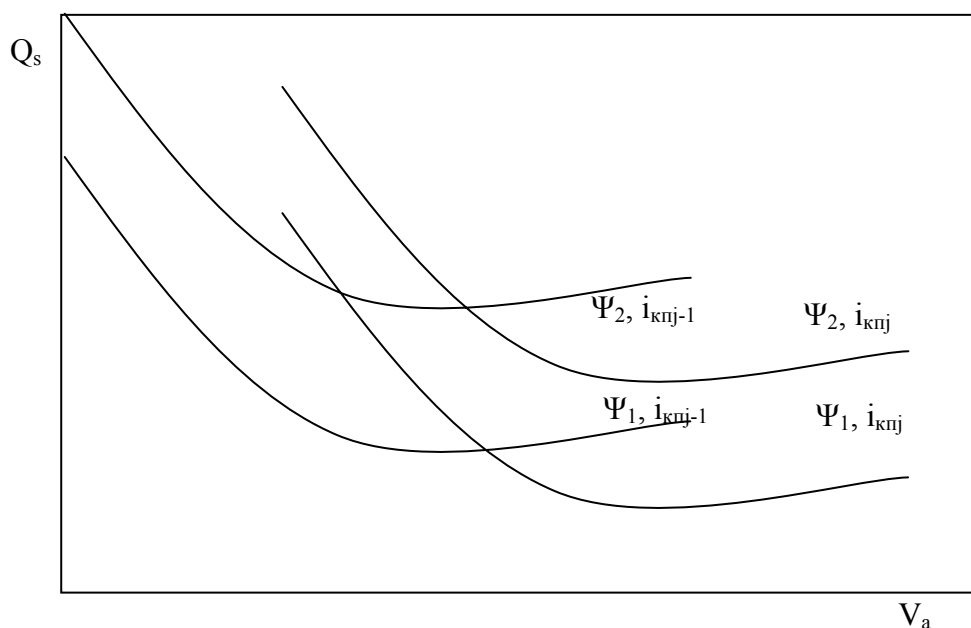
Экстремум $K_N = 0,8977$ при $P_a = 0,72 \cdot P_e^{6H}$

Для дизельных:
$$K_N = 1.2 + 0.14 \frac{P_a}{P_e^{6H}} - 1.8 \cdot \left(\frac{P_a}{P_e^{6H}} \right)^2 + 1.46 \cdot \left(\frac{P_a}{P_e^{6H}} \right)^3;$$

Экстремум $K_N = 0,9069$ при $P_a = 0,78 \cdot P_e^{6H}$

Таким образом, расход топлива зависит от массы автомобиля, дорожных условий движения и от режима работы двигателя.

Топливная (экономическая) характеристика автомобиля – графическая зависимость путевого расхода от установившейся скорости.



Алгоритм построения ТХА:

1. Задаем скорость V .
2. Определяем дорожное и аэродинамическое сопротивления.
3. Находим требуемую мощность P_a .
4. Находим максимальную мощность P_e мотора при данной ω .
5. Находим P_a/P_e .
6. Вычисляем текущий g_e .
7. Вычисляем Q_s .
8. Повторяем пункты 1–7 для следующей скорости V .

4.4. Оценка топливной экономичности

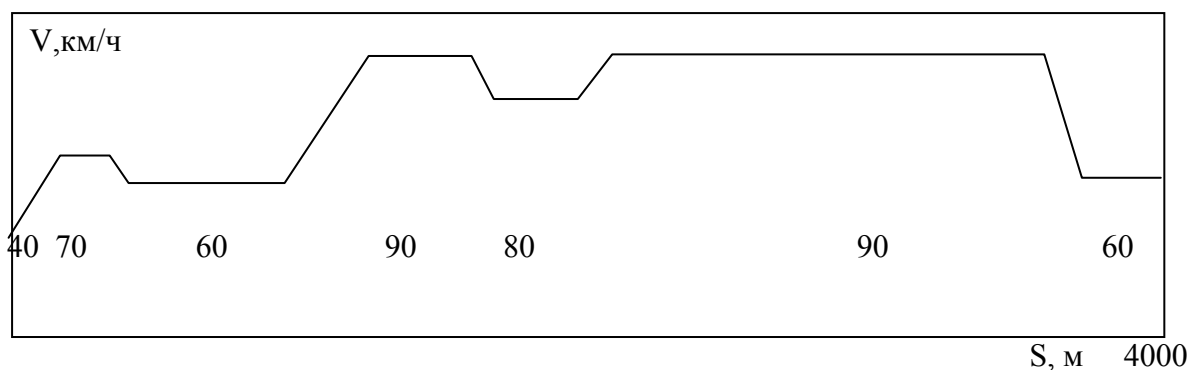
В настоящее время расход топлива оценивают по четырем характеристикам:

- Контрольный расход топлива;
- Путевой расход топлива при скорости 90 км/ч;
- Путевой расход топлива при скорости 120 км/ч;
- Путевой расход топлива при городском цикле эксплуатации.

Контрольный расход – это осредненный расход топлива автомобилем на высшей передаче на горизонтальном участке дороге и при постоянной скорости (± 2 км/ч).

Путевой расход определяется на соответствующем цикле движения автомобиля, максимальная скорость в котором равна 90, 120 и 60 км/ч. (см. правила ЕЭК ООН № 15 и 84). В городском цикле есть остановки, в магистральном их нет.

Магистральный цикл испытаний АТС массой до 3,5 т



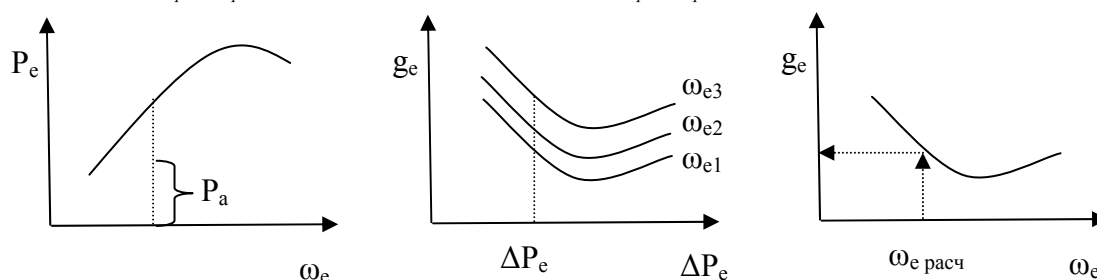
Режимы движения автомобиля в цикле:

1. Движение с ускорением;
2. Равномерное движение;
3. Замедленное движение (торможение двигателем);
4. Работа на холостом ходу.

4.4.1. Движение с постоянной скоростью

Мощность, затрачиваемая на движение равна мощности сопротивления качению и мощности аэродинамического сопротивления (подъем не учитываем):

$$P_a = \frac{1}{\eta_{mp} \cdot K_p} (P_k + P_g) = \frac{(G_a \cdot f_0 (1 + A_f \cdot V^2) \cdot V + 0.5 \cdot c_x \cdot \rho_g \cdot A \cdot V^3)}{\eta_{mp} \cdot K_p};$$



$$\omega_e = \frac{V_a \cdot i_{kn} \cdot i_0}{r_k}; \quad \Delta P_e = \frac{P_a}{P_e} \cdot 100, \quad \%$$

Порядок графо-аналитического расчета:

1. Определяем загрузку двигателя;
2. На нагрузочной характеристике $g_e(\Delta P_e)$ проводим линию, соответствующую данной загрузке ДВС;
3. Находим g_e для разных скоростей ω_e ;
4. Строим график $g_e(\omega_e)$;
5. Расход топлива на данном режиме, л:

$$Q_T = \frac{g_e \cdot K_n \cdot K_N}{3600 \cdot 1000 \cdot \rho_m} \cdot P_a \cdot t_s,$$

где t_s – продолжительность этапа, с.

4.4.2. Движение с ускорением

Разбиваем этап на отрезки Δt .

Предполагаем, что машина движется на этом отрезке с постоянной скоростью, равной средней скорости участка.

Учитываем силы инерции:

$$\bar{P}_a = \frac{(G_a \cdot f_0 (1 + A_f \cdot \bar{V}^2) \cdot \bar{V} + 0.5 \cdot c_x \cdot \rho_{\text{в}} \cdot A \cdot \bar{V}^3) + m_a \cdot a \cdot \delta \cdot \bar{V}}{\eta_{\text{мп}} \cdot K_p};$$

Рассчитываем на каждом участке среднюю скорость двигателя:

$$\bar{\omega}_e = \frac{\bar{V}_a \cdot i_{\text{кп}} \cdot i_0}{r_k}.$$

Находим расход топлива на участке:

$$\bar{Q}_T = \frac{\bar{g}_e \cdot K_n \cdot K_N}{3600000 \cdot \rho_m} \cdot \bar{P}_a \cdot \Delta t.$$

$$Q_{\text{раз}} = \sum \bar{Q}_T.$$

4.4.3. Торможение двигателем

Если автомобиль оборудован ЭПХХ (экономайзер принудительного холостого хода) или системой впрыска топлива, то на этом этапе топливо **не расходуется!**

Карбюраторные машины без ЭПХХ на режиме торможения двигателем топливо расходуют! (режим холостого хода – ХХ)

4.4.4. Расход топлива на холостом ходу

Расчет расхода топлива при работе двигателя на холостом ходу ведем, используя предложенный И.М.Лениным показатель удельный цикловой расход топлива $g_{\text{еххц}}$ – количество топлива, расходуемого одним литром объёма двигателя за один цикл (2 оборота четырёхтактного ДВС) холостого хода (ХХ), который остается приблизительно одинаковым для всех типов двигателей и равный:

$$g_{\text{еххц}} = (17 - 20) \cdot 10^{-6} \text{ кг/(л·цикл)}.$$

В этом случае расход топлива при работе двигателя на холостом ходу определится по формуле:

$$Q_T = g_{\text{еххц}} V_{\text{двс}} n_{\text{хх}} / 2 \cdot t_{\text{хх}} / 60 \cdot 10^{-3} - \text{часовой расход топлива на ХХ в граммах}$$

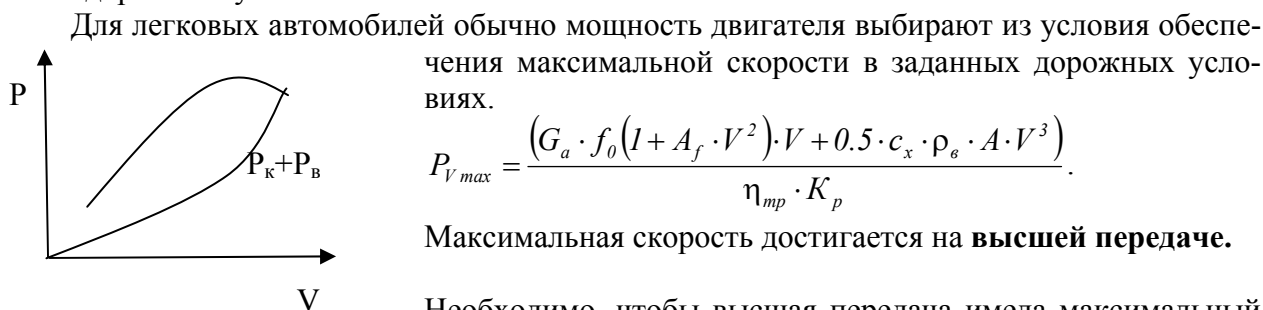
$$\text{где } V_{\text{двс}} - \text{объем двигателя, л; } n_{\text{хх}} - \text{холостые обороты, мин}^{-1}.$$

У ВАЗ – 2110 на ХХ 1 л/час ($g_{\text{еххц}} = 20,0277 \cdot 10^{-6} \text{ кг/(л·цикл)}$).

4.5. Конструктивные факторы, влияющие на тягово-скоростные качества и топливную экономичность

4.5.1. Выбор двигателя

Максимальную мощность ДВС выдает при разгоне, на максимальной скорости и в тяжелых дорожных условиях.



Для легковых автомобилей обычно мощность двигателя выбирают из условия обеспечения максимальной скорости в заданных дорожных условиях.

$$P_{V_{\text{max}}} = \frac{(G_a \cdot f_0 (1 + A_f \cdot V^2) \cdot V + 0.5 \cdot c_x \cdot \rho_{\text{в}} \cdot A \cdot V^3)}{\eta_{\text{мп}} \cdot K_p}.$$

Максимальная скорость достигается на **высшей передаче**.

Необходимо, чтобы высшая передача имела максимальный КПД.

- Если КП трехвальная, то прямая передача высшая;
- Если КП двухвальная, то высшая передача – передача с $i \approx 1$.

Для грузовых автомобилей значение максимальной скорости не имеет практического значения, поэтому в этом случае можно воспользоваться одной из принятых в инженерной практике методик:

Выбирается основная рабочая скорость грузового автомобиля. Эта скорость называется номинальной. ($V_{\text{ном}}$) Мощность, необходимая для равномерного движения с номинальной скоростью, называется минимальной ($P_{\text{мин}}$) / Мощность, которую может развить двигатель автомобиля при движении с номинальной скоростью на высшей передаче при полной подаче топлива, называется номинальной ($P_{\text{ном}}$) Для обеспечения уверенного ощущения водителя номинальная мощность должна быть в 1,3 раза больше минимальной мощности для одиночных автомобилей и в 1,5 раза больше минимальной мощности для автопоездов. Для обеспечения запаса скорости при необходимости выполнения обгона частота вращения вала двигателя, с которой он развивает номинальную мощность, должна составлять примерно 0,6 от частоты максимальной мощности.

В настоящее время большинство производителей грузовых автомобилей принимают значение номинальной скорости равной 80 км/час

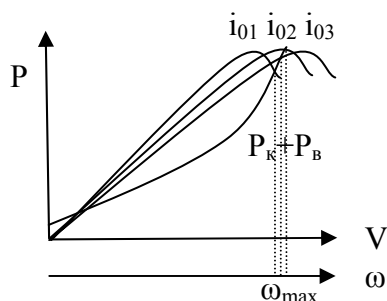
➤ По выбранному значению максимальной мощности выбирают двигатель и задаются его внешней характеристикой. Основными показателями выбранного двигателя являются максимальная мощность P_{max} и частота вращения вала двигателя на этом режиме n_N (об/мин); максимальный момент M_{max} и частота вращения вала двигателя на этом режиме n_M (об/мин); минимальный удельный расход топлива при работе с полной подачей топлива g_{emin} и частота вращения вала двигателя на этом режиме n_g (об/мин)

4.5.2. Выбор передаточного числа главной передачи

Для легковых автомобилей

$$i_0 = \frac{\text{угловая скорость кардана}}{\text{угловая скорость колеса}} \text{ при } V_{\text{max}} = \frac{\omega_{P_{\text{max}}}}{\omega_k} = \frac{\omega_{P_{\text{max}}} \cdot r_k}{V_{\text{max}}}$$

$$i_{01} > i_{02} > i_{03}$$



Чем медленнее главная передача (больше передаточное число i_0), тем больше крутящий момент на колесе, следовательно, больше запас мощности, но меньше процент загрузки двигателя и экономичность автомобиля.

При одном двигателе на данной дороге автомобиль достигнет наибольшей максимальной скорости в том случае, если двигатель работает на режиме максимальной мощности.

Расчет i_0 , обеспечивающего максимальную скорость при данном двигателе

Исходные данные:

- P_{max} , $\omega_{P_{\text{max}}}$ – максимальная мощность (нетто) выбранного ДВС, развиваемая при соответствующей частоте
- Размер шин (радиус при максимальной скорости);
- Сопротивления движению:
 - f_0 , A_f – сопротивление качению;
 - C_x , A – параметры аэродинамического сопротивления;
 - $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии на прямой передаче.

Решение:

Находим V_{max} , для чего составляем уравнение мощностного баланса:

$$P_{\text{max}} \cdot \eta_{\text{мп}} = G_a \cdot f_0 (1 + A_f \cdot V^2) \cdot V + 0.5 \cdot c_x \cdot \rho_e \cdot A \cdot V^3.$$

Раскрываем скобки и группируем коэффициенты:

$$V^3 (G_a \cdot f_0 \cdot A_f + 0.5 \cdot c_x \cdot \rho_e \cdot A) + G_a \cdot f_0 \cdot V - P_{\text{max}} \cdot \eta_{\text{мп}} = 0.$$

Приводим к каноническому виду:

$$V^3 + \kappa_1 \cdot V + \kappa_0 = 0,$$

$$\text{где } \kappa_2 = G_a \cdot f_0 \cdot A_f + 0.5 \cdot c_x \cdot \rho_{\text{в}} \cdot A; \quad \kappa_0 = \frac{P_{\text{max}} \cdot \eta_{\text{тр}}}{\kappa_2}; \quad \kappa_1 = \frac{G_a \cdot f_0}{\kappa_2}.$$

По «формулам Кардано» найдем действительный корень кубического алгебраического уравнения [Бронштейн: Справочник по математике/ Алгебраические уравнения/С. 168 – 169]:

$$V = \sqrt[3]{\frac{\kappa_0}{2} + \sqrt{D}} + \sqrt[3]{\frac{\kappa_0}{2} - \sqrt{D}} \quad \text{где } D = \left(\frac{\kappa_1}{3}\right)^3 + \left(\frac{\kappa_0}{2}\right)^2.$$

Эту работу можно проще выполнить графически, построив зависимость суммарной мощности сопротивления движению в функции скорости и проведя горизонталь на уровне максимальной скорости с учетом К.П. Д. трансмиссии. Пересечение параболы кривой суммарного сопротивления с горизонталью мощности определит значение максимальной скорости

Пример расчета V_{max}

УАЗ-452: $G_a=25774$ Н; $f_0=0,018$; $A_f=3,47222 \cdot 10^{-6} \text{ с}^2/\text{м}^2$; $C_x=0,753$; $A=2,93 \text{ м}^2$; $\rho_{\text{в}}=1,202 \text{ кг/м}^3$;

$P_{\text{max}}=70 \text{ л.с.} = 51450 \text{ Вт}$; $\eta_{\text{тр}}=0,86$.

$\kappa_2=1,3275911$; $\kappa_0=31988,59$; $\kappa_1=349,45396$; $D=257398000$;

$V_{\text{max}} = 28,09 \text{ м/с} = 101 \text{ км/ч}$.

1. Для имеющихся шин вычисляем ω_k

$$\omega_k = \frac{V_{\text{max}}}{r_k},$$

2. Находим i_0 :

$$i_0 = \frac{\omega_{P_{\text{max}}}}{\omega_k}.$$

Примечание: i_0 – рассчитано для $i_{\text{кп_высш}} = 1$. В противном случае было найдено произведение $i_{\text{кп}} \cdot i_0$:

$$i_0 = \frac{\omega_{P_{\text{max}}}}{\omega_k \cdot i_{\text{кп_высш}}}.$$

Поскольку в инженерной практике чаще используют техническую систему единиц, то формулу для определения значения передаточного числа главной передачи можно представить следующим образом:

$$i_0 = \frac{0,377 \cdot r_k \cdot n_N}{V_{\text{max}}}$$

В данной формуле V_{max} подставляем в км/час, r_k метрах, а n_N в об/мин.

Выбранное значение передаточного числа главной передачи необходимо проверить на предмет обеспечения автомобилю необходимой «приемистости» при движении на высшей передаче. Одним из наиболее приемлемых способов такой проверки является величина максимального динамического фактора на высшей передаче. Для определения значения максимального динамического фактора на высшей передаче необходимо по известной частоте вращения вала двигателя на режиме максимального момента определить скорость движения автомобиля на высшей передаче, при которой двигатель работает на режиме максимального момента, по значению скорости рассчитать величину силы аэродинамического сопротивления, по значению максимального момента двигателя рассчитать условную силу тяги и затем определить величину максимального динамического фактора при движении на высшей передаче. Его величина не должна быть меньше 5%.

Для грузовых автомобилей передаточное число главной передачи выбирается из условия работы автомобиля на режиме номинальной скорости

$$i_0 = \frac{0,377 \cdot r_k \cdot n_{ном}}{V_{ном}}$$

Поскольку при выборе мощности двигателя грузового автомобиля по показателям номинальной скорости необходимая приемистость автомобиля на высшей передаче уже обеспечена заданным отношением номинальной и минимальной мощностей, в проверке по максимальному значению динамического фактора при движении на высшей передаче в этом случае нет необходимости.

4.5.3. Выбор передаточного числа первой передачи

На первой передаче автомобиль должен преодолевать заданное максимальное дорожное сопротивление ψ_{max}

$$F_{max} = F_{\psi max} = G_a \cdot \psi_{max}$$

$$\psi_{max} = f \cos \alpha_{max} + \sin \alpha_{max}$$

α_{max} – максимальный заданный потребителем дорожный подъем. Для дорожных легковых автомобилей α_{max} должен быть не менее 16° . Для внедорожных автомобилей задаваемый максимальный подъем может быть значительно больше (до 35°).

Поскольку максимальное дорожное сопротивление преодолевается с постоянной скоростью, сопротивление инерции в данном случае не учитывается

Максимальная тяга на первой передаче:

$$F_T = \frac{T_{max} \cdot i_0 \cdot i_1 \cdot \eta_{mp}}{r_k};$$

Преодоление максимального дорожного сопротивления $F_m = F_{\psi max}$

$$i_1 = \frac{G_a \cdot \psi \cdot r_k}{T_{max} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp}}.$$

Вместе с тем передаточное число первой передачи не должно превышать значения, при котором ведущие колеса будут буксовать на дороге с максимально возможным сцеплением.

Следовательно, F_I должна быть меньше или равна значению $F_{\varphi max}$

$$F_{\varphi max} = G_a \cdot k_{сц} \cdot m_{дв} \cdot \varphi$$

Здесь: $k_{сц}$ – коэффициент сцепного веса, показывающий, какая часть общего веса автомобиля приходится на ведущие колеса;

- $m_{дв}$ – коэффициент динамического перераспределения нормальных реакций на ведущих колесах;

- φ – коэффициент сцепления ведущих колес с опорной поверхностью

$$F_I \leq F_{\varphi max}$$

Отсюда, передаточное число первой передачи не должно превышать по своему значению величины:

$$i_1 \leq \frac{G_a \cdot k_{сц} \cdot m_{дв} \cdot \varphi \cdot r_k}{T_{max} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp}}$$

Таким образом, получаются две границы значений передаточного числа главной передачи, позволяющие без труда выбрать рациональное значение, обеспечивающее уверенное преодоление максимального заданного сопротивления без буксования ведущих колес

4.5.4. Выбор передаточных чисел КП

Первая и главная передачи рассчитаны ранее.

Автомобиль без демультипликатора (нет раздаточной коробки или нет пониженной передачи в раздаточной коробке).

Для улучшения динамической и топливно-экономической характеристик автомобиля необходимо ввести промежуточные передачи в КП.

Чем больше ступеней в КП, тем лучше тяговые и топливно-экономические характеристики автомобиля. Но количество ступеней ограничено временем переключения: чем меньше время переключения, тем больше может быть передач, тем больше средняя мощность, используемая при разгоне, тем лучше динамика.

С увеличением числа передач легче подобрать оптимальный режим работы двигателя для данной скорости движения в конкретных дорожных условиях, следовательно, экономичность автомобиля улучшается.

При разгоне до 100 км/ч вполне достаточно иметь 4 передачи, до 200 км/ч – 6.

Наиболее распространенной методикой определения передаточных чисел промежуточных передач КП является разбивка по геометрическому ряду:

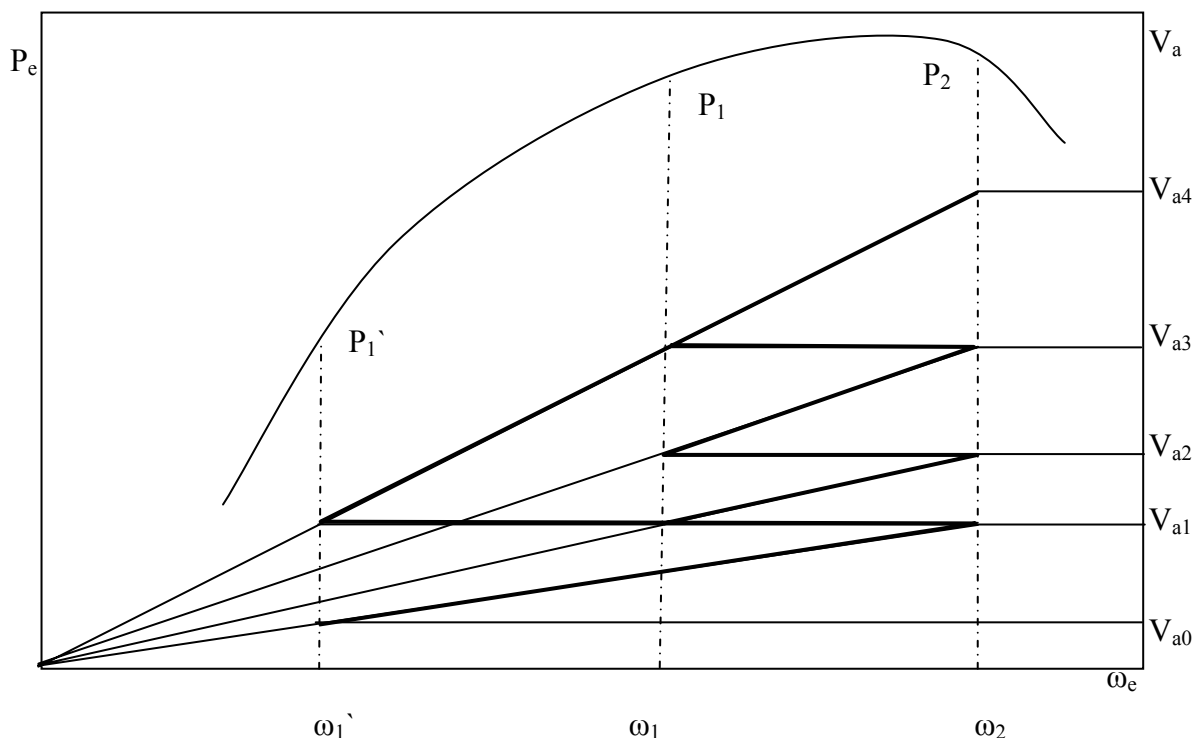
$$i_k = \sqrt[n-k]{i_1^{n-k}}$$

где n – выбранное **число передач**; k – номер рассчитываемой передачи; i_1 – выбранное ранее передаточное число первой передачи. В данное число передач ни в коем случае нельзя включать экономическую передачу, о необходимости которой и методике выбора ее передаточного числа речь будет идти ниже.

Скоростная характеристика автомобиля на различных передачах

Справка для построения:

1. Строим график $V_i(\omega)$ на прямой передаче (произвольно) и $P_e(\omega)$.
2. Задаем диапазон скоростей двигателя $\omega_1 - \omega_2$.
3. Определяем V_{a3} . Строим $V_{i-1}(\omega)$, Определяем i_{i-1} .



4. Повторяем п.3 несколько раз.

В случае 2-х ступенчатой КП при разгоне на 1-й передаче в интервале скоростей $V_{a0} - V_{a1}$ скорость двигателя изменяется от ω_1 до ω_2 . При этом мощность двигателя изменяется от P_1 до P_2 . Если же имеются еще 2 промежуточные передачи, то диапазон скоростей сужается, разброс мощности уменьшается, растет динамика автомобиля.

Увеличение числа передач улучшает динамику.

Автомобиль с бесступенчатой трансмиссией при условии равенства К.П.Д. со ступенчатой коробкой передач более динамичен по определению.

Разбивка по геометрическому ряду обеспечивает тождественность диапазонов скоростей работы двигателя на разных передачах (т.е. двигатель работает всегда в одном и том же диапазоне частот).

$$\frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{i_3}{i_4} = \frac{\omega_{\max}}{\omega_{\min}}$$

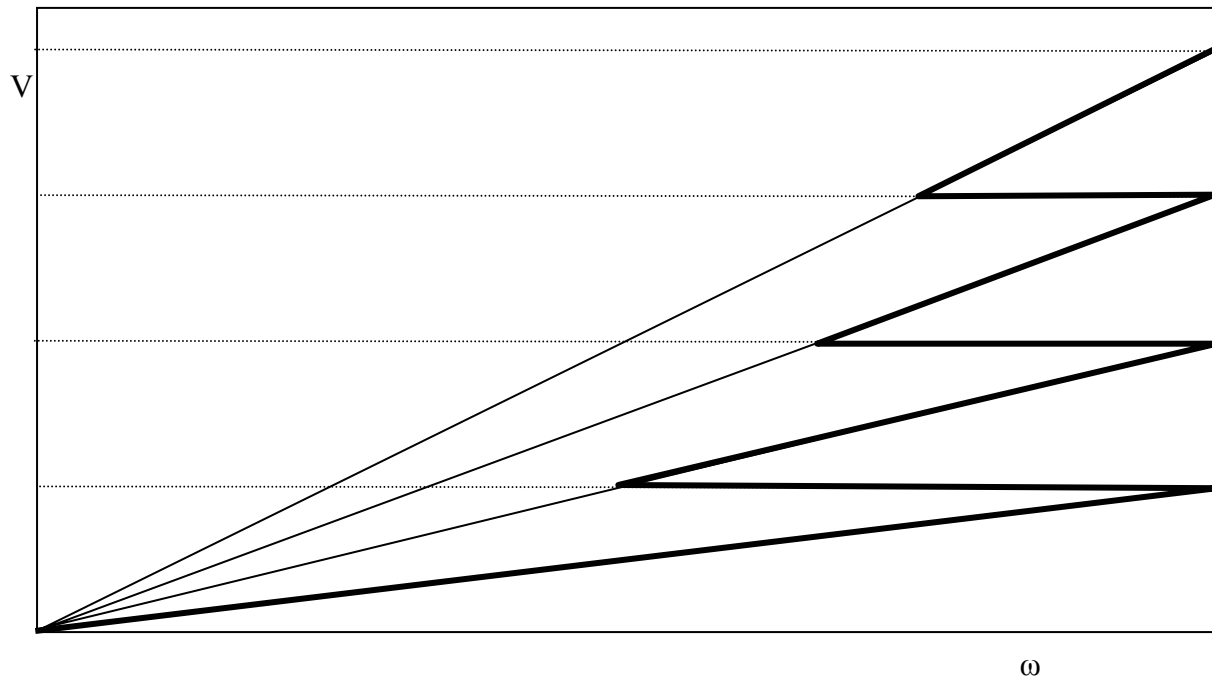
При проектировании зубчатого зацепления реальной КП её передаточные числа неизбежно «деформируются». При этом желательно, чтобы высшие передачи сблизились:

$$\frac{i_1}{i_2} > \frac{i_2}{i_3} > \frac{i_3}{i_4}.$$

Существует альтернативная методика определения передаточных чисел КП – гиперболическая разбивка, при которой высшие передачи получают сближенными сразу:

$$i_k = \frac{i_1}{1 + (k-1) \cdot \frac{i_1 - 1}{n-1}}$$

Гиперболический ряд обеспечивает равенство диапазонов скоростей на каждой передаче при разгоне.



Ряды передаточных чисел в КП

№ КП	УАЗ 452			VW Golf 5			Opel-Astra		
	Геометр	Гиперб	Завод	Геометр	Гиперб	Завод	Геометр	Гиперб	Завод
1	4,124	4,124	4,124	3,460	3,460	3,46	3,730	3,730	3,73
2	2,571	2,020248	2,641	2,288	1,901	1,96	2,405	1,953	1,96
3	1,604	1,337803	1,58	1,512	1,311	1,28	1,551	1,323	1,31
4	1	1	1	1	1	0,98	1	1	0,95

4.5.5. Коробка передач с демультипликатором (делителем)

В трансмиссии автомобилей передачи есть всегда в КП, почти всегда в РК (делителе) и, крайне редко – в главной передаче (**двухступенчатая** главная передача – не путать с **двойной** главной передачей!!!)

Некоторым машинам предъявляют особые требования к трансмиссии:

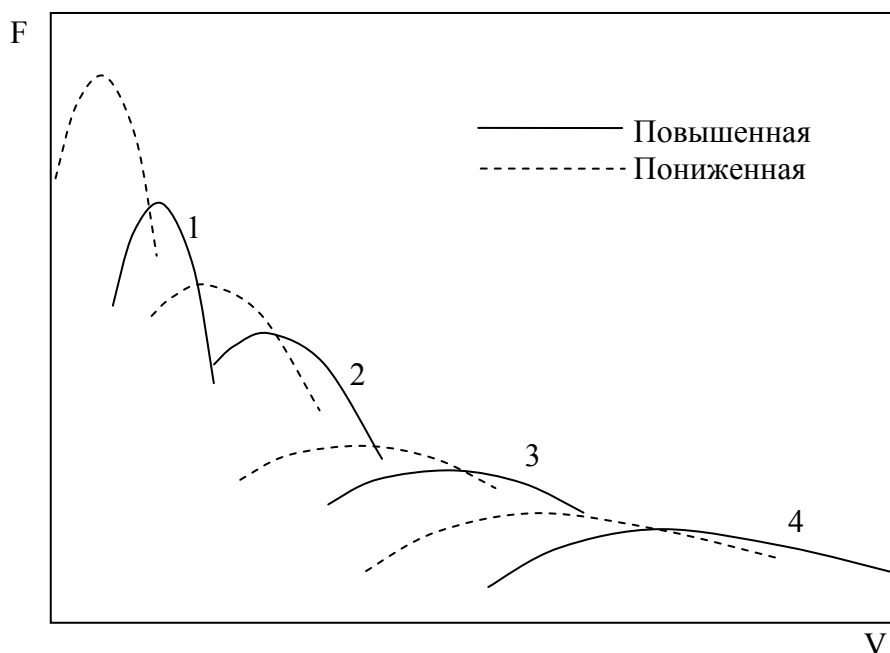
- **Спец. автомобили** – по технологическим соображениям требуется малая скорость $V_{\min}$ движения, меньшая устойчивой скорости на 1 передаче:

$$i_p = \frac{\omega_0 \cdot r_k}{i_1 \cdot i_0 \cdot V_{\min}}.$$

- **Тяжелые грузовики** – для обеспечения оптимальной загрузки двигателя во всем диапазоне скоростей требуется большое количество передач (12, 18, 24).

Расчет передаточных чисел трансмиссии тяжелых грузовиков выполняют по геометрическому ряду: рассчитывают общий ряд передаточных чисел и КП и дополнительной коробки (делителя) по единой разбивке, но число ступеней трансмиссии определяет произведение чисел передач в КП и делителя: $n = n_{кп} \cdot n_{рк}$. Обычно $n_{рк} = 2$. В этом случае передаточное число делителя будет равно отношению передаточного числа любой нечетной передачи к передаточному числу следующей передачи или передаточному числу передачи, предшествующей прямой (**номера передач по объединенному ряду!!!**). Передаточные числа четных передач (по объединенному ряду) будут равны передаточным числам в КП (в коробке, разумеется, передач вдвое меньше, чем в объединенном ряду).

- **Автомобили повышенной проходимости** – необходимо преодолеть высокое дорожное сопротивление. Большая тяга нужна только в диапазоне низких скоростей (в тяжелых дорожных условиях быстро не ездят).



В этом случае необходимо рассчитать передаточное число первой передачи дважды (см. п. 4.5.3) для двух дорожных сопротивлений:

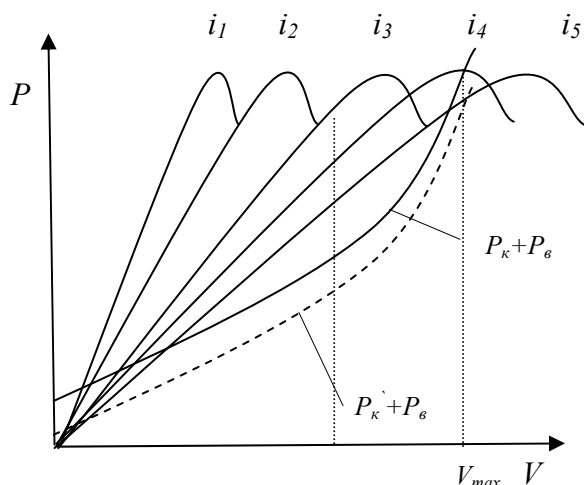
- ✓ $\psi_{\max}$ – максимальное дорожное сопротивление, которое автомобиль может преодолеть на первой пониженной передаче; Это сопротивление в основном определяется значительно большей величиной подъема (до $35^\circ - 40^\circ$), который должен преодолевать автомобиль высокой проходимости
- ✓ ψ_1 – максимальное дорожное сопротивление, которое автомобиль может преодолеть на первой повышенной (прямой в РК) передаче.

Деление полученных передаточных чисел и даст искомое передаточное число демультипликатора (РК).

Передаточные числа в КП рассчитывают по геометрическому (для **внедорожников**) и, чаще, по гиперболическому (для **вседорожников** и «паркетников») рядам (см. п. 4.5.4).

4.5.6. Экономическая передача

В случае, если необходимо лишь поддерживать некоторую скорость (не максимальную), для улучшения топливной экономичности применяют дополнительную передачу, как правило, ускоряющую. (КПД такой передачи у трехвальных КП меньше, но потери компенсируются экономией топлива.)



Правильный выбор экономической передачи позволяет оптимизировать коэффициенты загрузки и скорости двигателя

$$P_{\text{эк}} = (0,7 \dots 0,8) \cdot P_{\text{max}}$$

$$\omega_{\text{эк}} = (0,6 \dots 0,7) \cdot \omega_{\text{max}} \dots$$

Передаточное число для экономической передачи выбирается так, чтобы на заданном скоростном режиме обеспечить топливную экономичность автомобиля:

1. По минимальным значениям удельного расхода топлива на каждой частоте вращения вала двигателя определяем и строим так называемую характеристику минимальных расходов топлива – т.е. зависимость мощности от частоты вращения, при работе по этой характеристике двигатель работает с минимальными удельными расходами топлива.
2. Задаемся скоростью ($V_{\text{эк}}$), топливная экономичность при движении с которой имеет наибольшее значения (например, эта скорость входит в обязательные показатели топливной экономичности). Рассчитываем мощность двигателя ($N_{\text{эк}}$), которую тот должен развивать при движении автомобиля с этой скоростью.
3. По характеристике минимальных расходов топлива определяем частот у вращения вала двигателя, при которой двигатель обеспечит развитие потребной мощности ($n_{\text{эк}}$), работая с минимально возможными удельными расходами.

4. Находим $i_{\text{эк}}$:
- $$i_{\text{эк}} = \frac{\omega_{\text{эк}} \cdot r_k}{V_{\text{эк}} \cdot i_0}, \quad \text{или, в технической системе единиц}$$

$$i_{\text{эк}} = \frac{0,377 n_{\text{эк}} r_k}{V_{\text{эк}} i_0}$$

Наибольшей экономичности автомобиля можно достичь, применяя бесступенчатую КП. Однако это весьма сложно: низкий КПД таких КП и сложный алгоритм до недавних пор сдерживал их применение. Однако в последнее время они находят все более широкое применение: Honda HRV и CRV с коробкой CVT и др. Есть разработки и на ВАЗе.

5. Тяговый расчет автомобиля

5.1. Исходные данные для расчета

Для выполнения тягового расчета автомобиля необходимы следующие сведения о проектируемом автомобиле:

Из технического задания:

1. Максимальная скорость автомобиля V_{max} ;
2. Полный вес автомобиля G_a ;
3. Максимальное дорожное сопротивление ψ_{max} ;
4. Максимальный динамический фактор D_{max} ;

Из характеристик автомобиля-прототипа:

5. Габариты, в частности, высота H и колея автомобиля, B ;
6. База автомобиля L ;
7. Координаты центра тяжести h_g ;
8. Снаряженный вес автомобиля G_0 ;
9. C_x автомобиля (или V_{max} прототипа и P_e);
10. Внешняя скоростная характеристика двигателя (или P_{max} при n_{max} , T_{max} при n_t , или P_{max} , κ_t , κ_0)

Кроме того, необходимы:

11. Коэффициент сопротивления качению $-f_0$ и A_f ;
12. Коэффициент коррекции мощности двигателя K_p ;
13. КПД трансмиссии η ;
14. Моменты инерции основных вращающихся масс – маховика и колес

5.2. Весовая характеристика автомобиля

Полная масса автомобиля определяется снаряженной массой и массой полезного груза:

$$m_a = m_c + m_{п.}$$

Распределение массы по осям снаряженного автомобиля желательно 55/45 %. Полная масса легкового автомобиля обычно распределяется 45/55 % (что плохо влияет на устойчивость и управляемость автомобиля, но улучшает тяговые свойства заднеприводных автомобилей);

Распределение веса некоторых автомобилей, %

Автомобиль	Снаряженный		Полный	
	m_{c1}	m_{c2}	m_{a1}	m_{a2}
ЗАЗ 968	40	60	40	60
ВАЗ 2107	54	46	46	54
ГАЗ 24	53	47	48	52
ВАЗ 2121	60	40	48	52
УАЗ 469	54	46	42	58
УАЗ 452	55	45	49	51
УАЗ 452Д	55	45	45	55

5.3. Предварительный выбор шин

Окончательно шины выбирают после расчета управляемости автомобиля.

1. Определяем максимальную статическую нагрузку на колесо:

$$G_{k1} = m_{a1} \cdot g / n_1; \quad G_{k2} = m_{a2} \cdot g / n_2;$$

где $n_{1,2}$ – число передних/задних колес.

Выбираем наибольшую нагрузку на колесо.

2. По каталогам выбираем шины по грузоподъемности и скорости.

3. Определяем радиусы колеса:

$$r_c = 0,5 d + \Delta B \lambda_{cm},$$

где $\lambda_{cm} = 0,85 \dots 0,9$ – диагональные шины ЛА, $\lambda_{cm} = 0,8 \dots 0,85$ – радиальные шины ЛА;
 d – посадочный диаметр шины; Δ – H/B шины; H, B – высота и ширина профиля шины.

5.4. Оценка C_x прототипа

(методика справедлива только для маломощных автомобилей)

$$c_x = \frac{\frac{P_e \cdot \eta \cdot K_p}{V_{max}} - f_{\kappa_{max}} \cdot G_a}{0,5 \cdot \rho_v \cdot A \cdot V_{max}^2}, \quad \text{где } V_{max} \text{ – максимальная скорость прототипа; } P_e \text{ – максимальная}$$

мощность двигателя прототипа; G_a – полный вес прототипа.

5.5. Оценка КПД трансмиссии прототипа

$$\eta_{mp} = 0,98^z \cdot 0,97^k \cdot 0,99^n,$$

где z, k, n – число соответственно прямозубых и косозубых зацеплений, карданных шарниров.

КПД рассчитывают для всех вариантов включения трансмиссии.

5.6. Выбор мощности двигателя

5.6.1. Выбор мощности двигателя легковых автомобилей (по максимальной скорости автомобиля)

Мощность определяем из мощностного баланса:

$$P_e^{max} = \frac{G_a \cdot \psi \cdot V_{max} + 0,5 \cdot c_x \cdot \rho_v \cdot A \cdot V_{max}^3}{\eta_{mp} \cdot K_p},$$

где V_{max} – заданная потребителем максимальная скорость автомобиля.

5.6.2. Мощность двигателя по динамическому фактору на высшей передаче

(Высшей передачей называют передачу, на которой достигается V_{max} .)

Автомобиль, двигаясь на эксплуатационной скорости, должен обладать достаточным запасом мощности для безопасного выполнения маневров (например, обгонов), не переключаясь на пониженные передачи. Это свойство автомобиля оценивают с помощью D_a – максимального динамического фактора на высшей передаче.

Найдем скорости двигателя и автомобиля при T_{max} :

$$\omega_{T_{max}} = \frac{\omega_{max}}{K_\omega}; \quad V_{T_{max}} = \frac{V_{max}}{K_\omega}.$$

Найдем необходимую мощность двигателя при D_{max} :

$$P_D = P_{T_{max}} = \frac{G_a \cdot D_a \cdot V_{T_{max}} + 0,5 \cdot c_x \cdot \rho_v \cdot A \cdot V_{T_{max}}^3}{1000 \cdot \eta \cdot K_p}.$$

Пересчитаем мощность на максимальную по характеристике удельных мощностей:

$$P_e^{max} = \frac{P_{T_{max}}}{\left[a \cdot \left(\frac{1}{K_\omega} \right) + b \cdot \left(\frac{1}{K_\omega} \right)^2 + c \cdot \left(\frac{1}{K_\omega} \right)^3 \right]}.$$

Окончательно выбираем наибольшую из рассчитанных в пп. 5.6.1 и 5.6.2 мощностей

$$P_e^{max}.$$

5.6.3. Мощность двигателя грузовых автомобилей

Принимают, что основная рабочая скорость (номинальная) движения грузовика $V_{onm} = 80$ км/ч. При этом двигатель должен быть загружен на 75 %, а его угловая скорость была бы на уровне 60 % от максимальной. Тогда найдем мощность необходимую для его равномерного движения с номинальной скоростью:

$$P_e^{min} = \frac{G_a \cdot \psi \cdot V_{onm} + 0,5 \cdot c_x \cdot \rho_{\text{в}} \cdot A \cdot V_{onm}^3}{\eta_{mp}}.$$

Для обеспечения достаточной динамичности одиночного автомобиля на этой скорости необходимо обеспечить 30 % ^{ный} запас мощности

$$P_e^{ном} = 1,3 \cdot P_e^{min}.$$

Максимальную мощность найдем с помощью полинома при $K_{\omega} = 0,6$:

$$P_e^{max} = \frac{P_e^{ном}}{\left[a \cdot \left(\frac{1}{K_{\omega}} \right) + b \cdot \left(\frac{1}{K_{\omega}} \right)^2 + c \cdot \left(\frac{1}{K_{\omega}} \right)^3 \right]}$$

5.7. Определяем главную передачу

Для легковых автомобилей передаточное число главной передачи выбираем из условия движения с заданной максимальной скоростью при работе двигателя на режиме максимальной мощности.

Ускоряющие передачи не учитываем.

$$i_0 = \frac{\omega_{Pmax} \cdot r_c}{V_{max}},$$

где ω_{Pmax} – угловая скорость ведущего вала главной передачи при работе на режиме максимальной мощности (если $i_{kn} = i_p = 1$, то и коленвала двигателя при максимальной мощности), с^{-1} .

Если V_{max} достигается не на прямой передаче в КП или в РК, то полученное значение нужно разделить на соответствующее i .

5.8. Определяем первую передачу

$$i_1 = \frac{G_a \cdot \psi \cdot r_k}{T_e^{max} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp}}.$$

(Если есть демультипликатор – см. п. 4.5.5)

$$\psi = f_{max} \cdot \cos \alpha_{max} + \sin \alpha_{max}$$

Но автомобиль не должен буксовать на первой передаче на сухом асфальте, следовательно

$$i_1 \leq \frac{G_a \cdot k_{cy} \cdot m_{g2} \cdot \varphi_x \cdot r_k}{T_e^{max} \cdot \eta_{mp} \cdot i_0},$$

где k_{cy} – коэффициент сцепного веса; m_{g2} – перераспределение веса между осями при разгоне.

5.9. Определяем передаточные числа КП

Рассчитываем передаточные числа по двум зависимостям

$$i_k = \sqrt[n-k]{i_1^{n-k}}; \quad i_k = \frac{i_1}{1 + (k-1) \cdot \frac{i_1 - 1}{n-1}}.$$

Оценивая динамику и топливную экономичность автомобиля с разными КП, корректируем передаточные числа коробки.

Экономическую передачу считаем по п. 4.5.6.

6. Проходимость автомобиля

Автомобили по проходимости классифицируют:

- Дорожные 4×2; 6×2; 6×4; 8×4; Удельная мощность 9,5...20 кВт/т; давление на грунт $p = 0,15...0,35$ МПа
- Повышенной проходимости 4×4; 6×6; 15...30 кВт/т; $p = 0,04...0,1$ МПа
- Высокой проходимости 8×8; 10×10; 25...40 кВт/т; $p < 0,02$ МПа

Проходимость бывает профильной и опорной.

6.1. Профильная проходимость

6.1.1. Общие требования

Профильная проходимость характеризует возможность автомобиля преодолевать неровности пути, препятствия и вписываться в требуемую полосу движения.

Оценочные показатели профильной проходимости:

По ГОСТ 22653-77

1. Дорожный просвет (клиренс);
2. передний l_1 и задний l_2 свесы;
3. Углы переднего γ_1 и заднего γ_2 свесов;
4. Продольный радиус проходимости R_1 ;
5. Наибольший угол преодолеваемого подъема α ;
6. Наибольший угол преодолеваемого косогора β ;

По ГОСТ 2345-75 и 12405-74

7. Углы гибкости автопоезда;

По РТМ 37.001.039-77

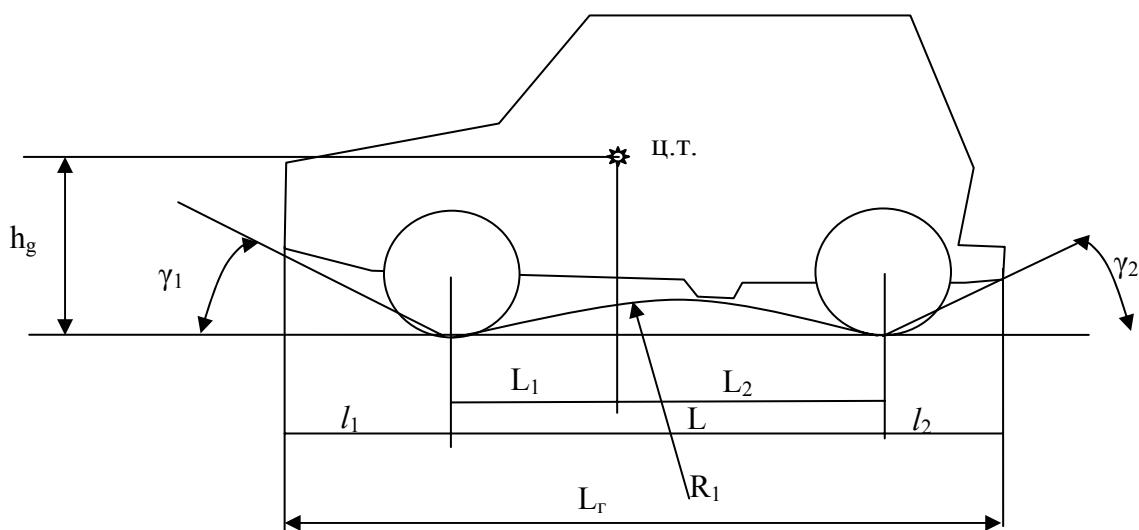
8. Ширина преодолеваемого рва;
9. Высота преодолеваемого эскарпа (стенки);

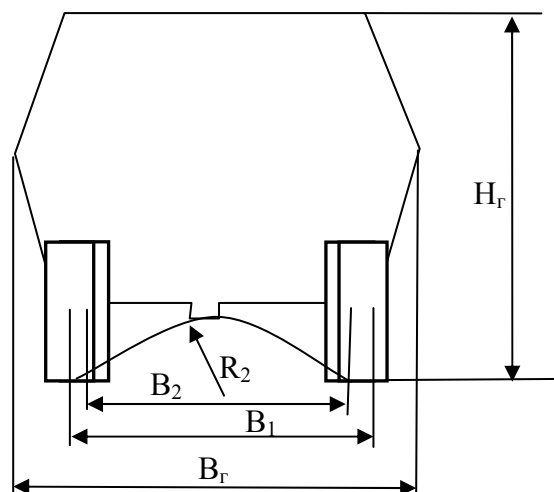
По ОСТ 37.001.061-74

10. Глубина преодолеваемого брода;

Кроме того широко применяют:

11. Поперечный радиус проходимости R_2 ;
12. Угол перекоса мостов (диагональное вывешивание);
13. Коэффициент совпадения следов передних и задних колес.





L_1, L_2, h_g – координаты центра тяжести;
 $B_{1,2}$ – колея передних и задних колес;
 r_k – радиус колес.

Ширина колеи, шины и клиренс автомобиля определяют дорожную колею, по которой может проехать автомобиль.

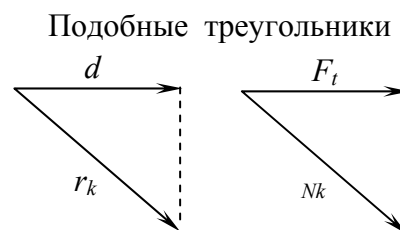
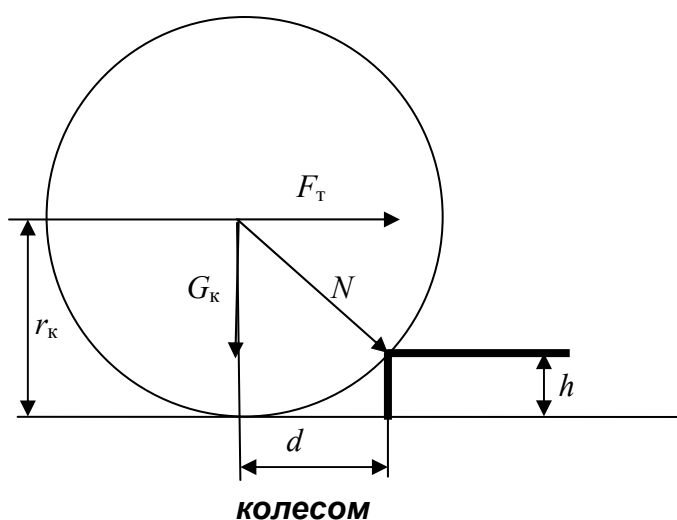
Клиренс легковых и грузовых автомобилей обычно составляет 150...220 мм;

Повышенной проходимости – 240...400 мм; у сельхоз и военных машин – до 500 мм.

Клиренс прицепа не должен быть меньше клиренса тягача.

Угол, градусы	ГА	Автобусы	ЛА	Повышенной	Высокой
γ_1	40...60	10...40	20...30	>30	60...70
γ_2	25...45	6...20	15...20	>30	50...60

6.1.2. Преодоление вертикального порога с места неведущим



Сумма моментов относительно точки контакта колеса с порогом:

$$F_T(r_k - h) - G_k \cdot d = 0.$$

Из подобия треугольников имеем:

$$\frac{d}{r_k} = \frac{F_T}{N} \quad \text{откуда} \quad d = r_k \cdot \frac{F_T}{N}.$$

$$N = \sqrt{G_k^2 + F_T^2}.$$

Подставим последние 2 уравнения в первое

$$F_T \cdot r_k - F_T \cdot h - G_k \cdot r_k \cdot \frac{F_T}{\sqrt{F_T^2 + G_k^2}} = 0 \quad \text{откуда, сократив } F_T, \text{ получим}$$

$$h = r_k \cdot \left(1 - \frac{G_k}{\sqrt{F_T^2 + G_k^2}} \right)$$

Учитывая $G_k = G_a \cdot (1 - k_{cy})$

$$h = r_k \cdot \left(1 - \frac{G_a \cdot (1 - k_{cy})}{\sqrt{F_T^2 + G_k^2}} \right)$$

где k_{cy} – коэффициент сцепного веса (доля веса автомобиля на ведущих колесах).

При максимальном использовании сцепных свойств колес $F_m = G_a \cdot k_{cy} \cdot \varphi$

$$h = r \cdot \left(1 - \frac{1 - k_{cy}}{\sqrt{k_{cy}^2 \cdot \varphi^2 + (1 - k_{cy})^2}} \right).$$

Пример:

Автомобиль 4×2, $k_{cy} = 0,5$, $\varphi = 0,8$

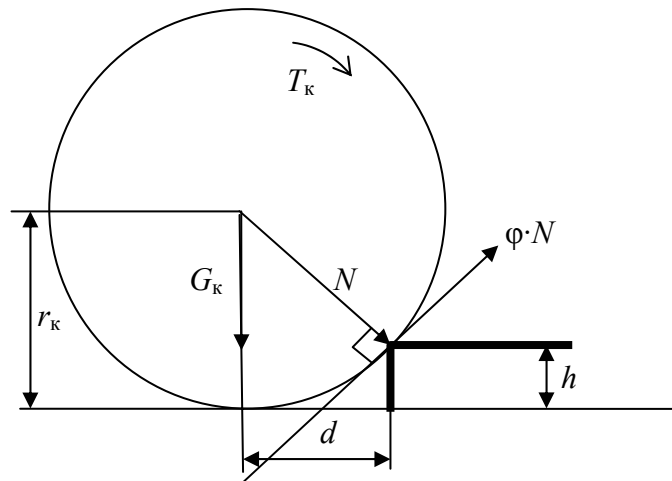
$$h = r_k \cdot \left(1 - \frac{1 - 0,5}{\sqrt{0,5^2 \cdot 0,8^2 + (1 - 0,5)^2}} \right) = 0,22 \cdot r_k.$$

На дороге с $\varphi = 0,6$ $h = 0,14 \cdot r_k$.

Вывод: Высота преодолеваемого порога **намного** меньше радиуса колеса.

6.1.3. Преодоление порога с места ведущим колесом

Сумма моментов относительно угла эскарпа:



$$T_k - G_k \cdot d = 0 \quad (1)$$

Крутящий момент на колесе ограничен сцеплением:

$$T_k = N \cdot \varphi \cdot r_k. \quad (2)$$

Из треугольника $G_k - N - \varphi \cdot N$

$$N = G_k \cdot \cos \beta; \quad (3)$$

Из треугольника $G_k - N - d$ или $r_k - d - (r_k - h)$ имеем:

$$\cos \beta = \frac{r_k - h}{r_k}. \quad (4)$$

$$d = \sqrt{r_k^2 - (r_k - h)^2} \quad (5)$$

Подставим (4) в (3), (3) в (2), а (2) и (5) в (1) получим:

$$G_k \cdot (r - h) \cdot \varphi - G_k \cdot \sqrt{r_k^2 - (r_k - h)^2} = 0$$

откуда

$$h = r \cdot \left(1 - \frac{l}{\sqrt{l + \varphi^2}} \right)$$

Для дороги с $\varphi = 0,8$ получим $h = 0,219 r_k$,

а при $\varphi = 0,6$ получим $h = 0,142 r_k$.

6.1.4. Преодоление порога с места полноприводным автомобилем

На колеса действуют и крутящий момент и толкающая сила:

$$F_T(r_k - h) + T_k - G_k d = 0$$

$$F_T(r_k - h) + N \cdot \varphi \cdot r_k - G_k d = 0$$

Обозначим

$$K_2 = G_2 / G_a.$$

Тогда

$$G_l = G_a \cdot (1 - K_2)$$

$$F_{Tl} = G_a \cdot K_2 \cdot \varphi.$$

Учитывая, что $N = F_{Tl} \cdot \sin \beta + G_l \cdot \cos \beta$,

$$\sin \beta = \frac{\sqrt{r_k^2 + (r_k - h)^2}}{r_k}, \quad \cos \beta = \frac{r_k - h}{r_k}.$$

После подстановок получим для передних колес:

$$h = r \cdot \left(1 - \frac{l}{\sqrt{l + \frac{((1 - K_2) \cdot \varphi + K_2 \cdot \varphi)^2}{(1 - K_2 - K_2 \cdot \varphi^2)^2}}} \right).$$

Для задних колес изменяется знаменатель под корнем:

$$h = r \cdot \left(1 - \frac{l}{\sqrt{l + \frac{(K_2 \cdot \varphi + (1 - K_2) \cdot \varphi)^2}{(K_2 - (1 - K_2) \cdot \varphi^2)^2}}} \right).$$

Если развесовка одинаковая, то h будет одинаковая. В противном случае выбираем меньшее.

Пример.

Для дороги с $\varphi = 0,8$ получим $h = 0,78 r_k$,

а при $\varphi = 0,6$ получим $h = 0,52 r_k$.

а при $\varphi = 0,4$ получим $h = 0,284 r_k$.

6.1.5. Динамическое преодоление порога

При динамическом преодолении эскарпа ограничителем служит прочность подвески, а не сила тяги ведущей оси (схема привода и ф роли не играют): обычно принимают $F_T = \gamma G_a$, где $\gamma = 2$

$$h_l = r_k \cdot \left(1 - \frac{1 - K_2}{\sqrt{\gamma^2 + (1 - K_2)^2}} \right)$$

Начальную скорость, с которой автомобиль преодолевает порог с использованием силы инерции, определим из условия равенства энергии: кинетическая энергия автомобиля затрачивается на подъем автомобиля на высоту h . Если принять, что после въезда задней оси автомобиль остановится, то:

$$\frac{G_a \cdot V_{нач2}^2}{2 \cdot g} = G_a \cdot K_2 \cdot h, \quad \text{откуда} \quad V_{нач2} = \sqrt{2 \cdot g \cdot h \cdot K_2}, \quad \text{м/с}.$$

Первая ось должна иметь (при преодолении порога) большую скорость:

$$\frac{G_a \cdot V_{нач1}^2}{2 \cdot g} - \frac{G_a \cdot V_{нач2}^2}{2 \cdot g} = G_a \cdot (1 - K_2) \cdot h, \quad \text{откуда} \quad V_{нач1} = \sqrt{2 \cdot g \cdot h \cdot (1 - K_2) + V_{нач2}^2}, \quad \text{м/с}$$

Пример:

$$K_2 = 0,5; \gamma = 2.$$

Тогда

$$h = r_k \cdot \left(1 - \frac{0,5}{\sqrt{4 + 0,25}} \right) = 0,76 \cdot r_k.$$

$$\text{Примем } r_k = 0,3 \text{ м}$$

тогда

$$V_{нач2} = \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 0,76 \cdot 0,3 \cdot 0,5} = 1,5 \text{ м/с} = 5,4 \text{ км/ч}$$

$$V_{нач1} = \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 0,76 \cdot 0,3 \cdot 0,5 + 1,5^2} = 2,12 \text{ м/с} = 7,6 \text{ км/ч}$$

6.2. Опорная проходимость

...Краткие сведения из – механики грунтов...

Размеры частиц грунта:

- Глинистые грунты – до 0,005 мм
- Пылеватые грунты – 0,005...0,05 мм
- Песчаные грунты – 0,05...2,0 мм

Классификация грунтов по составу:

Грунт		Содержание глинистых частиц (частицы, размером до 0,005 мм), %
Связанные	Глина	30
	Суглинок	30...12
	Супесь	12...3
Сыпучие	Песок	Менее 3

Кроме того, существуют еще и торф, ил, и т.д.

Характеристики грунтов:

- Абсолютная влажность – отношение массы воды к массе сухого вещества.

В зависимости от влажности грунты могут быть:

- Твердыми (характеризуется пределом пластичности W_n);
- Пластичными (характеризуется пределом текучести W_T);

○ Текучими.

Относительная влажность (степень влажности, коэффициент водонасыщенности)– отношение влажности (содержание влаги) к полной влагоемкости грунта при данной пористости.

При незначительной влажности связность грунта возрастает. Дальнейшее увеличение влажности только снижает связность.

➤ Пористость – отношение объема пор к объему скелета:

- Пашня (разрыхленные грунты);
- Задернованные (стерня, луг);
- Уплотненные (грунтовая дорога).

Снег сильно меняет свои свойства в зависимости от внешних условий.

➤ Плотность.

Механические характеристики грунтов:

- ✓ Нормальная деформируемость;
- ✓ Касательная деформируемость.

Нормальная и касательная деформируемости тесно связаны между собой для всех грунтов, кроме песка.

Глубина колеи h (деформации) в грунте под действием приложенной вертикальной нагрузки с реализацией давления в контакте p определяется по эмпирической зависимости *Летышинева*:

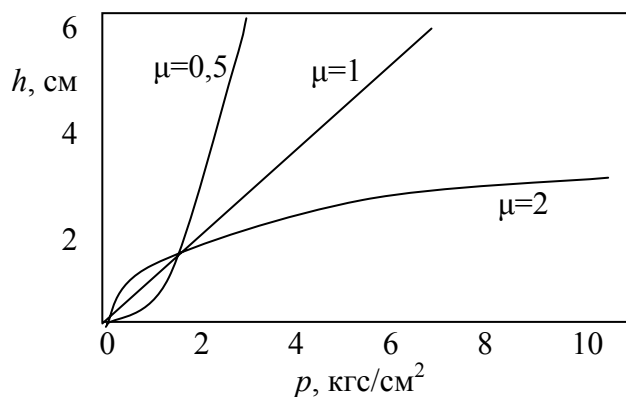
$$p = C_0 \cdot h^\mu, (p, \text{кгс/см}^2; h, \text{см})$$

где C_0 – коэффициент осадки; μ – коэффициент уплотнения.

Данные по численному значению коэффициента осадки C_0 и коэффициента уплотнения. М обычно получают на основании экспериментальных исследований грунтов.

Формулу Летышинева можно использовать и для определения глубины деформации грунта при заданном давлении в контакте колеса с грунтом:

$$h = \sqrt[\mu]{\frac{p}{C_0}}.$$



Коэффициент сопротивления качению колеса по деформируемому грунту:

$$f_{кз} = \frac{3}{(\mu + 1) \cdot (3 - \mu)} \cdot \sqrt{\frac{h}{2 \cdot r_k}}.$$

Давление на грунт в первом приближении принимают равным давлению в шине.

Коэффициент уплотнения μ

Влажность (состояние)	1 (текущее)	0,5 (пластичное)	Менее 0,5 Уплотняющееся	
$\mu =$	0	0,5	1	1...2
Пример	Грязь (жидкая)	Пластичный связанный грунт, сухой песок	Сухой связанный грунт	Рыхлый уп- лотняющийся грунт

Коэффициент осадки C_0

Грунт	Относительная влажность		
	0,5	0,5...1	1
Песок	1,0...1,5	—	—
Супесь	10...15	2...6	0,5...1
Суглинок		1...5	
Глина	15...20	1...2	

Свойство грунта сопротивляться горизонтальному сдвигу под действием касательной реакции в зоне сцепления с колесом (сцепные свойства грунта) определяют по зависимости Кулона:

$$\tau = p \cdot \operatorname{tg} \rho + C_\Gamma$$

где τ – удельное сопротивление грунта сдвигу, кгс/см²; p – давление на грунт, кгс/см²; ρ – угол внутреннего трения грунта; C_Γ – удельное сопротивление грунта сдвигу (срезу), кгс/см².
Заменим $f_\epsilon = \operatorname{tg} \rho$ – коэффициент внутреннего трения грунта.

Найдем коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью по условию среза слоев грунта

1. Напряжение среза грунта

$$\tau = \frac{R_x}{S},$$

где S – площадь пятна контакта.

2. Давление на грунт

$$p = \frac{R_z}{S}.$$

3. Преобразуем зависимость Кулона, поделив на p :

$$\tau \cdot \frac{1}{p} = \operatorname{tg} \rho + \frac{C_\epsilon}{p}$$

4. Подставим в выражение значения τ и p :

$$\frac{R_x}{S} \cdot \frac{S}{R_z} = \operatorname{tg} \rho + \frac{C_\epsilon}{p}$$

5. Учитывая, что $R_x/R_z = \varphi_\Gamma$ и $\operatorname{tg} \rho = f_\epsilon$, окончательно получим:

$$\boxed{\varphi_\epsilon = f_\epsilon + \frac{C_\epsilon}{p}}.$$

Сопротивление грунта сдвигу (сцепные свойства)

Грунт	Влажность W							
	$W < W_n$		$W = W_n$		$W = 0,6W_T$		$W = W_T$	
	f_z	C_z	f_z	C_z	f_z	C_z	f_z	C_z
Песок	0,62	—	—	—	0,58	—	—	—
Супесь	0,51	0,45	0,42	0,35	0,37	0,2	0,3	0,08
Суглинок	0,42	0,8	0,36	0,6	0,27	0,25	0,2	0,11
Глина	0,28	1,12	0,2	0,75	0,18	0,4	0,05	0,1

– грунт не пластичен

Пример:

Легковой автомобиль ($m_a=1450$ кг; $K_{сц}=0,5$; $p=2$ кгс/см²; $r_k=30$ см) движется по рыхлому грунту ($\mu=0,5$; $C_0=1$; $C_T=0,1$; $f_z=0,2$)

Глубина колеи:

$$h = \mu \sqrt{\frac{p}{C_0}} = 0,5 \sqrt{\frac{2}{1}} = 4 \text{ см}.$$

Коэффициент сопротивления качению на грунте:

$$f_{кз} = \frac{3}{(\mu+1) \cdot (3-\mu)} \cdot \sqrt{\frac{h}{2 \cdot r_k}} = \frac{3}{(0,5+1) \cdot (3-0,5)} \cdot \sqrt{\frac{4}{2 \cdot 30}} = 0,207.$$

Сила сопротивления грунта качению:

$$F_k = G_a \cdot f_{кз} = 14500 \cdot 0,207 = 3000 \text{ Н}.$$

Коэффициент сцепления колес по условию среза грунта:

$$\varphi = f_z + C_z/p = 0,2 + 0,1/2 = 0,25.$$

Предельная сила тяги на грунте:

$$F_m = G_a \cdot K_{сц} \cdot \varphi = 14500 \cdot 0,5 \cdot 0,25 = 1810 \text{ Н}.$$

$F_k > F_T$ – движение невозможно.

Рассмотрим пути повышения проходимости.

а) Снижение внутреннего давления воздуха в шинах (считаем, что при изменении внутреннего давления в шине увеличение площади контакта снижает давление шины на грунт, поэтому в первом приближении можно считать, что внутреннее давление воздуха в шине равно давлению шины на грунт)

Пример. Снизим давление до 1 атм:

тогда $h = 1$ см; $f_{кз} = 0,103$; $F_k = 14500 \cdot 0,103 = 1490$ Н; $\varphi = 0,3$; $F_T = 2175$ Н.

$F_k < F_T$ – движение возможно.

б) Увеличение сцепного веса (включение в привод переднего моста)

$$F_T = 14500 \cdot 1 \cdot 0,25 = 3625 \text{ Н}.$$

$F_k < F_T$ – движение возможно.

Отсюда вытекают два пути радикального повышения проходимости автомобилей при движении по деформируемым грунтам:

1. Применение системы принудительного регулирования давления воздуха в шинах
2. создание полноприводных автомобилей.

При создании полноприводных автомобилей возникает проблема раздачи мощности между ведущими мостами. Во многом эта проблема идентична проблеме раздачи мощности между колесами ведущего моста, поэтому вначале рассмотрим эту проблему.

Известно, что в настоящее время преобладающее распространение в качестве механизма раздачи мощности между колесами ведущего моста получил простой симметричный дифференциал.

6.3. Влияние дифференциалов на проходимость

6.3.1. Симметричный дифференциал

При движении автомобиля в трудных дорожных условиях велика возможность попадания колес на участки дорог с разным коэффициентом сцепления. В этом случае симметричный дифференциал снижает проходимость автомобиля, т.к. перераспределяет крутящий момент в пользу колеса, испытывающего *наименьшее* сопротивление качению:

$$R_x = 0.5 \cdot R_{z2} \cdot \varphi_{\min}. \quad \text{момент } T' = R_x \cdot r_k.$$

На втором колесе момент будет равен моменту первого (дифференциал уравнивает моменты):

$$T' = T'' \text{ откуда } R_x'' = T'' / r_k.$$

Фактическая касательная реакция колеса

$$R_{x2} = R_x + R_x'' = R_{z2} \cdot \varphi_{\min}.$$

Потенциальная возможность колеса по реализации касательной реакции второго колеса:

$$R_x'' = 0.5 \cdot R_{z2} \cdot \varphi_{\max}.$$

Таким образом, потенциальные возможности оси определяются средним коэффициентом сцепления колес:

$$R_x = R_x + R_x'' = R_{z2} \cdot (\varphi_{\min} + \varphi_{\max}) / 2.$$

Простой симметричный дифференциал уменьшает суммарную касательную реакцию в γ раз:

$$\gamma = \frac{\varphi_{\max} + \varphi_{\min}}{2 \cdot \varphi_{\min}}$$

$$T_0 = T' + T''$$

Существуют три пути преодоления отрицательного влияния простого дифференциала на проходимость автомобиля:

1. Повышение внутреннего трения в дифференциале
2. Замена дифференциала сдвоенной муфтой свободного хода
3. принудительная блокировка дифференциала.

Рассмотрим последовательно эти способы борьбы с отрицательным влиянием на проходимость простого дифференциала:

6.3.2. Дифференциал повышенного трения

Если учесть трение в дифференциале, то мощность, подведенная к дифференциалу разделяется на три потока:

$$P_0 = P' + P'' + P_r.$$

$$\text{Т.к. } P_0 = T_0 \cdot \omega_0; P' = T' \cdot \omega'; P'' = T'' \cdot \omega''.$$

Мощность внутреннего трения представляет собой произведение момента внутреннего трения на разницу частот вращения полуосей:

$$P_r = T_r \cdot (\omega' - \omega'').$$

Мощностной баланс дифференциала примет вид:

$$T_0 \cdot \omega_0 = T' \cdot \omega' + T'' \cdot \omega'' + T_r \cdot (\omega' - \omega'')$$

Обычно дифференциал обеспечивает постоянную связь частот в механизме: $\omega_0 = \frac{\omega' + \omega''}{2}$. Тогда выразим момент на второй полуоси через подведенный момент и момент на первом колесе: $T'' = T_0 - T'$ и подставим его в мощностной баланс:

$$T_0 \cdot \omega_0 = T' \cdot \omega' + (T_0 - T') \cdot \omega'' + T_r \cdot (\omega' - \omega'').$$

$$T' = T_0 \frac{\omega_0 - \omega''}{\omega' - \omega''} - T_r. \text{ Учитывая } \omega_0 = \frac{\omega' + \omega''}{2} \text{ окончательно получим}$$

$$T' = 0,5 \cdot T_0 - T_r \text{ и } T'' = 0,5 \cdot T_0 + T_r.$$

Таким образом, момент трения в дифференциале увеличивает момент на отстающем колесе, и уменьшает на забегающем.

ОЦЕНКА блокирующих свойств дифференциалов

Исторически сложились три коэффициента блокировки:

$$1. K_{\text{бл}1} = \frac{T_r}{T_0}. K_{\text{бл}1} = 0 \dots 1$$

$$2. K_{\text{бл}2} = \frac{T''}{T_0}. K_{\text{бл}2} = 0,5 \dots 1$$

$$3. K_{\text{бл}} = \frac{T''}{T'}. K_{\text{бл}} = 1 \dots \infty$$

Третий коэффициент (наиболее удобный) получил широкое применение.

Если принять, что максимальное значение коэффициента сцепления с дорогой $\varphi_{\text{max}} = 0,8$, а минимальное $\varphi_{\text{min}} = 0,1$, то максимальное значение коэффициента блокировки не должно превышать 8. В реальных дорожных условиях $\varphi_{\text{max}} = 0,6$ и $\varphi_{\text{min}} = 0,15$. Таким образом, $K_{\text{бл}} = 4$. Такой коэффициент у кулачкового дифференциала ГАЗ-66.

Однако при диагональном вывешивании колес такой дифференциал не поможет. Нужен $K_{\text{бл}} = 8 \dots 10$ и даже до 12.

КПД дифференциала повышенного трения

КПД дифференциала определяется отношением снятой и подведенной мощностей:

$$\eta = \frac{P_0 - P_r}{P_0}.$$

В большинстве механизмов момент внутреннего трения пропорционален подведенному моменту: $T_r = A \cdot T_0$, где A – коэффициент пропорциональности (который и надо найти).

$$P_r = A \cdot T_0 \cdot (\omega' - \omega'').$$

Введем понятие передаточного отношения дифференциала и обозначим его $i = \frac{\omega'}{\omega''}$.

$$\text{Тогда } \omega' - \omega'' = \omega' \cdot (1 - i).$$

$$\text{Так как } \omega' + \omega'' = 2 \cdot \omega_0, \text{ то } \omega_0 = \omega' \cdot 0,5 \cdot (1 + i).$$

$$\text{Учитывая ранее полученные } T' = 0,5 \cdot T_0 - T_r \text{ и } T'' = 0,5 \cdot T_0 + T_r, \text{ подставив в них } T_r.$$

Получим

$$T' = 0,5 \cdot T_0 (1 - 2A) \text{ и } T'' = 0,5 \cdot T_0 (1 + 2A)$$

Поделим T' на T'' получим:

$$K_{\text{бл}} = \frac{1 + 2 \cdot A}{1 - 2 \cdot A}. \text{ Откуда } A = \frac{K_{\text{бл}} - 1}{2(K_{\text{бл}} + 1)}.$$

Окончательно получим:

$$\eta = 1 - \frac{K_{\text{бл}} - 1}{K_{\text{бл}} + 1} \cdot \frac{i - 1}{i + 1}.$$

Пример: Рассмотрим движение на дороге 5-ой категории. Согласно нормам дорожного строительства, минимальный радиус поворота на таких дорогах составляет 30 м.

Вездеход поворачивает $R=30$ м, колея $B=1,7$ м.

$$i = (R + 0,5B) / (R - 0,5B).$$

$i = 1,06$. Если $K_{\text{бл}} = 8$, то КПД

$$\eta = 1 - \frac{8-1}{8+1} \cdot \frac{1,06-1}{1,06+1} = 0,9773$$

Если рассмотреть крайний случай – маневрирование автомобиля с поворотом с минимально возможным радиусом, то и в этом случае:

Если $R=5$ м, то $\eta=0,868$.

Таким образом, даже при достаточно высоких показателях коэффициента блокировки КПД дифференциалов повышенного трения достаточно высок.

6.4. Принудительная блокировка дифференциалов

Конструктивное исполнение жесткой блокировки дифференциала существенно проще и технологичнее дифференциала повышенного трения. Однако автомобиль с заблокированным дифференциалом управляемого моста вследствие значительного увеличения касательной реакции в контакте внутреннего к центру поворота колеса в сравнении с касательной реакцией в контакте наружного колеса становится практически *неуправляемым*. Кроме того, применение жесткой блокировки приводит к появлению крайне нежелательных «*паразитных мощностей*», особенно существенных на дорогах со средним и высоким коэффициентом сцепления колес с дорогой.

Первое явление мы рассмотрим в разделе управляемости автомобиля, поэтому в данной главе сконцентрируем внимание на проблеме возможности возникновения циркуляции паразитной мощности.

6.4.1. Паразитная мощность в заблокированном мосте

Для оценки величины «паразитных мощностей» рассмотрим силовые условия качения внутреннего и внешнего (по отношению к центру поворота) колес.

Найдем кинематическое рассогласование колес в повороте со средним радиусом R при заблокированном дифференциале неуправляемого моста (число оборотов n колес одинаково, но разные радиусы колес, катящихся без скольжения).

Путь, пройденный наружным и внутренним колесами:

$$l_n = \pi \cdot r_{кн} \cdot n, \quad l_{вн} = \pi \cdot r_{квн} \cdot n \Rightarrow \frac{l_n}{\pi \cdot r_{кн}} = \frac{l_{вн}}{\pi \cdot r_{квн}}.$$

Учитывая, что $l_n = \pi \cdot (R+B/2)$ и $l_{вн} = \pi \cdot (R-B/2)$, где B – колея, получим

$$\frac{R + \frac{B}{2}}{r_{кн}} = \frac{R - \frac{B}{2}}{r_{квн}}.$$

Введем средний радиус шин $r_{ксп} = r_{квн(н)} \pm \delta_{гк}/2$. Тогда

$$\frac{R + \frac{B}{2}}{r_{ксп} + \frac{\delta_{r2}}{2}} = \frac{R - \frac{B}{2}}{r_{ксп} - \frac{\delta_{r2}}{2}} \Rightarrow \left(R + \frac{B}{2}\right) \cdot \left(r_{ксп} - \frac{\delta_{r2}}{2}\right) = \left(R - \frac{B}{2}\right) \cdot \left(r_{ксп} + \frac{\delta_{r2}}{2}\right) \Rightarrow \delta_{r2} = r_{ксп} \frac{B}{R}.$$

С другой стороны $r_{ксп}$ можно выразить через силовую зависимость:

$$r_{ксп} = r_{к0} - \lambda_x \frac{F_{к2}}{2},$$

где $F_{к2}$ – суммарная сила тяги на колесах моста; λ_x – коэффициент тангенциальной эластичности шины, мм/Н.

Необходимую силу тяги на колесах определим без учета аэродинамической составляющей:

$$F_{к2} = G_a f_R,$$

где f_R – коэффициент сопротивления качению колеса в повороте.

Очевидно, что при движении на повороте колесо испытывает, кроме нормальных, еще и боковые деформации. Следовательно, общие гистерезисные потери в шине при качении в условии воздействия на колесо боковой силы, будут больше, чем при прямолинейном качении. Соответственно, увеличится и величина коэффициента сопротивления качению. В первом приближении коэффициент сопротивления качению можно считать линейной функцией величины бокового ускорения, с которым движется автомобиль на повороте. Отсюда коэффициент сопротивления качению при движении на повороте можно определять по эмпирической формуле:

$$f_R = f_k \cdot \left(1 + \frac{V^2}{\varphi_x \cdot g \cdot R} \right) = f_0 \cdot (1 + A_f \cdot V^2) \cdot \left(1 + \frac{V^2}{\varphi_x \cdot g \cdot R} \right).$$

Крутящие моменты на колесах ведущего моста изменяют значения радиусов колес:

$$r_{кн} = r_{кc} - \lambda_x \cdot F_{к2}^H \text{ и } r_{квн} = r_{кc} - \lambda_x \cdot F_{к2}^{6H}, \text{ откуда}$$

$$F_{к2}^{6H} - F_{к2}^H = \frac{r_{кc} - r_{квн}}{\lambda_x} + \frac{r_{кн} - r_{кc}}{\lambda_x} = \frac{\delta_{r2}}{\lambda_x} = r_{кcp} \frac{B}{\lambda_x \cdot R}.$$

Суммы реакций на ведущих колесах должно хватить для преодоления внешнего сопротивления $F_{к2}^{6H} + F_{к2}^H = F_{к2}$.

Решая два последних уравнения совместно, получим:

$$F_{к2}^{6H} = \frac{F_{к2} + \frac{\delta_{r2}}{\lambda_x}}{2} \quad \text{и} \quad F_{к2}^H = \frac{F_{к2} - \frac{\delta_{r2}}{\lambda_x}}{2}.$$

Крутящий момент на колесах будет равен:

$$T_2^H = F_2^H \cdot r_{кc} \quad \text{и} \quad T_2^{6H} = F_2^{6H} \cdot r_{кc}$$

Как видим, $F_{к2}^{6H}$ и $F_{к2}^H$ существенно отличаются по величине и даже по знаку (при больших рассогласованиях δ_{r2}).

В контуре «колеса – полуоси – полуосевые шестерни – чашка дифференциала» циркулирует мощность, значительно превышающая по величине мощность внешнего сопротивления.

Циркуляция паразитных мощностей приводит к значительной перегрузке элементов трансмиссии, растет износ шин.

Пример:

$M_a = 10000$ кг; $R = 8$ м; $B = 1,7$ м; $r_{кc} = 0,5$ м; $\lambda_x = 0,005$ мм/Н; $f_R = 0,02$.

60 % нагрузки на заднюю ось: $G_{к2} = 29400$ Н; $G_{к1} = 19600$ Н.

Автомобиль заднеприводный.

Сопротивление движению:

$F_{к2} = G_a \cdot f_R = 10000 \cdot 9,8 \cdot 0,02 = 1960$ Н.

Кинематическое рассогласование качения колес:

$$\delta_{r2} = \left(r_{кc} - \lambda_x \frac{F_{к2}}{2} \right) \frac{B}{R} = \left(500 - 0,005 \frac{1960}{2} \right) \frac{1,7}{8} = 104,17 \text{ мм}.$$

Тогда сила тяги будет равна:

$$F_{к2}^{6H} = \frac{F_{к2} + \frac{\delta_{r2}}{\lambda_x}}{2} = \frac{1960 + \frac{104,17}{0,005}}{2} = 11397 \text{ Н} \quad \text{и} \quad F_{к2}^H = \frac{1960 - \frac{104,17}{0,005}}{2} = -9437 \text{ Н}.$$

Соответствующие моменты:

$$T_2^H = F_2^H \cdot r_{кc} = -9437 \cdot 0,5 = -4718,5 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad \text{и} \quad T_2^{6H} = F_2^{6H} \cdot r_{кc} = 11397 \cdot 0,5 = 5698,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

При скорости 9 км/ч (2,5 м/с) скорость колеса $\omega = 5$ рад/с, тогда паразитная мощность:
 $P_{\text{пар}} = T_2^H \cdot \omega = -4718,5 \cdot 5 = 23592,5 \text{ Вт}$.

При распределении мощности между ведущими мостами возможны следующие варианты:

- Дифференциальный привод ведущих мостов;
- принудительно включаемый привод одного из мостов.

Оба этих варианты могут работать как с ручным управлением (при дифференциальном приводе мостов речь идет о ручном управлении блокировкой межосевого дифференциала), так и с автоматическим. Автоматическое управление блокировкой межосевого дифференциала или механизма включения дополнительного ведущего моста может осуществляться различными механизмами, включая вязкостные муфты.

В любом случае при ручной или автоматической блокировке привода ведущих мостов возможно возникновение циркуляции паразитной мощности в контуре привода ведущих мостов.

6.4.2. Паразитная мощность в трансмиссии с заблокированным межосевым дифференциалом

При движении автомобиля на повороте между ведущими мостами возникает кинематическое рассогласование, вызванное разными путями, проходимыми на повороте колесами управляемой и неуправляемой осей. Из простой схемы поворота автомобиля, представленной плоской (велосипедной) моделью, очевидна следующая величина кинематического рассогласования приводов мостов:

$$\delta_{r_{pk}} = r_{kcp} \cdot \frac{2 \cdot \left(1 - \cos \arctg \frac{L}{R} \right)}{1 + \cos \arctg \frac{L}{R}}.$$

Рассмотрим вариант движения грузового автомобиля общей массой 10 т. На минимально возможном повороте радиусом 30 м. на дороге 5-ой категории

Примем, в первом приближении, величину коэффициента сопротивления качению при движении на повороте $f = 0,02$

Радиус колеса $r_k = 500$ мм

База автомобиля $L = 3$ м.

Коэффициент тангенциальной эластичности λ_x для оси = 0,0025 мм/н

Необходимый средний угол поворота управляемых колес $\Theta = \text{Arctg} \frac{L}{R} = 5,7^\circ$

Соответственно, $\cos \Theta = 0,995$

Отсюда, кинематическое рассогласование между приводами мостов δ_{rk} составит 2,506 мм.

Необходимая для движения с ограниченной скоростью (при пренебрежении силой сопротивления воздуха и силой инерции) составит величину

$$\sum F = G_a \cdot f = 10000 \cdot 0,02 = 2000 \text{ н}$$

Тогда суммарная касательная реакция на управляемых колесах будет равна:

$$R_{x1} = \frac{\sum F \cdot \frac{\delta_{rk}}{\lambda_x}}{2} = 500 \text{ н}$$

Суммарная касательная реакция на колесах неуправляемого моста будет равна

$$R_{x2} = \frac{\sum F \cdot \frac{\delta_{rk}}{\lambda_x}}{2} = 1500 \text{ Н}$$

Таким образом, видно, что у одного и того же автомобиля при движении в одинаковых условиях блокировка межколесного дифференциала задней оси вызывает возникновение циркуляции паразитной мощности в контуре заднего моста, а блокировка межосевого дифференциала вызывает только перераспределение положительных касательных реакций на колесах ведущих мостов.

Если же автомобиль имеет возможность принудительной блокировки как межосевого, так и межколесных дифференциалов, то при движении на повороте возможно возникновение циркуляции паразитной мощности как в контуре привода мостов, так и в контурах привода колес ведущих мостов.

В этом случае:

Кинематическое рассогласование управляемого моста

$$\delta_{r1} = \frac{r_{ксп}}{R \cdot \cos \arctg \frac{L}{R}} \left[\left(R + \frac{B}{2} \right) \cdot \cos \arctg \frac{L}{R + \frac{B}{2}} - \left(R - \frac{B}{2} \right) \cdot \cos \arctg \frac{L}{R - \frac{B}{2}} \right].$$

Кинематическое рассогласование неуправляемого моста

$$\delta_{r2} = \left(r_{кк} - \lambda_x \frac{F_{к2}}{2} \right) \frac{B}{R}.$$

Здесь: L – база автомобиля;

B – колея автомобиля

R – радиус поворота – величина перпендикуляра, опущенного из мгновенного центра поворота на продольную ось автомобиля

7. Тормозная динамика автомобиля

7.1. Общие сведения

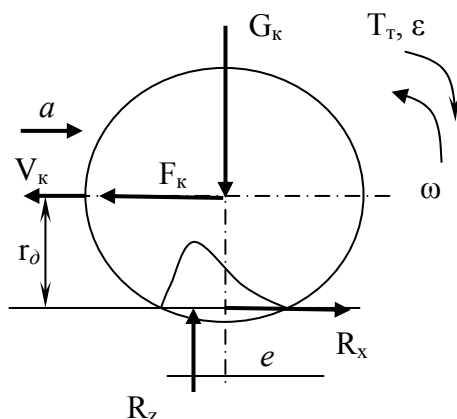
Требования по торможению, предъявляемые к автомобилям, изложены в правилах ЕЭК ООН № 13 и №13Н (ГОСТ 25478-91 и 22895-77, а также 4364-81). Директивы ЕС, стандарты США и Швеции еще строже.

Виды замедления автомобиля:

- *Служебное торможение:* осуществляется водителем с заранее выбранным замедлением. Инструмент торможения – колесные тормоза. $a = 2,5 \dots 3,0 \text{ м/с}^2$
- *Экстренное торможение:* осуществляется водителем с максимальным замедлением. Инструмент торможения – колесные тормоза. $a = 8 \dots 9 \text{ м/с}^2$
- *Притормаживание:* осуществляется водителем с целью исключения разгона (ускорения) на спусках или уменьшение скорости с малой интенсивностью. Часто выполняется длительно. Инструмент торможения – привод ведущих колес, нагружаемый замедлителями (гидравлическими или электрическими – ретардердерами). При отсутствии специального замедлителя в его качестве можно использовать двигатель, работающий в режиме принудительного холостого хода. У тяжелых грузовиков с дизельными двигателями в качестве замедлителя иногда используют дизельный двигатель, у которого прекращена подача воздуха в цилиндры. (моторный тормоз).

Системы тормозов современного автомобиля:

- ✓ *основная* – система служебного и экстренного торможения;
 - *аварийный режим (автопоезд)* – срабатывает при нарушении работоспособности основной системы (обрыв тормозного шланга между прицепом и тягачом);
 - *аварийный режим (обеспечение живучести системы)* – независимые или параллельные контуры;
- ✓ *АБС* – система служебного и экстренного торможения, не допускающая блокирования колес. Уменьшает возможность заноса автомобиля при действии на оси автомобиля боковых сил. Существенно сокращает возможность заноса на дороге с разным коэффициентом сцепления под колесами бортов (микст).
- ✓ *«ассистент» (Break Assist)* – система экстренного торможения. Сокращает время срабатывания тормозов, увеличивает тормозное усилие до максимально допустимого;
- ✓ *противооткатная* – предотвращает откат автомобиля при старте (маневре) на горке;
- ✓ *курсовой устойчивости* – система работает, когда заданное рулем направление не совпадает с вектором движения автомобиля. Существуют EBD – отпускает тормоз на «нужном» колесе(ах) в режиме торможения; ESP – тормозит «нужным» колесом(ами) даже если не нажата педаль тормоза. EBD и ESP дополняют ABS.
- ✓ *стояночная* – система, используемая для длительного удержания автомобиля на стоянке без использования основных (рабочих) тормозов.
- ✓ *интеллектуальная (в основном перспективная)* – трехуровневая автономная. Первый уровень – подводит колодки к дискам (уже работают на передовых автомобилях). Второй уровень – предупреждают водителя об аварийной ситуации. Третий уровень – останавливает автомобиль.



7.2. Тормозной режим качения эластичного колеса

$$(\Sigma F_z = 0): G_K = R_z$$

$$(\Sigma F_x = 0): F_K = R_x$$

$$T_f = R_z \cdot e; \quad T_u = J_K \cdot \epsilon$$

$$(\sum T_y = 0) \quad T_T + T_f - T_u - F_k \cdot r_{\partial} = 0$$

$$F_k = \frac{T_T + T_f - T_u}{r_{\partial}} \equiv R_x.$$

Предельное значение R_x определяет коэффициент сцепления шины с дорогой φ_x :

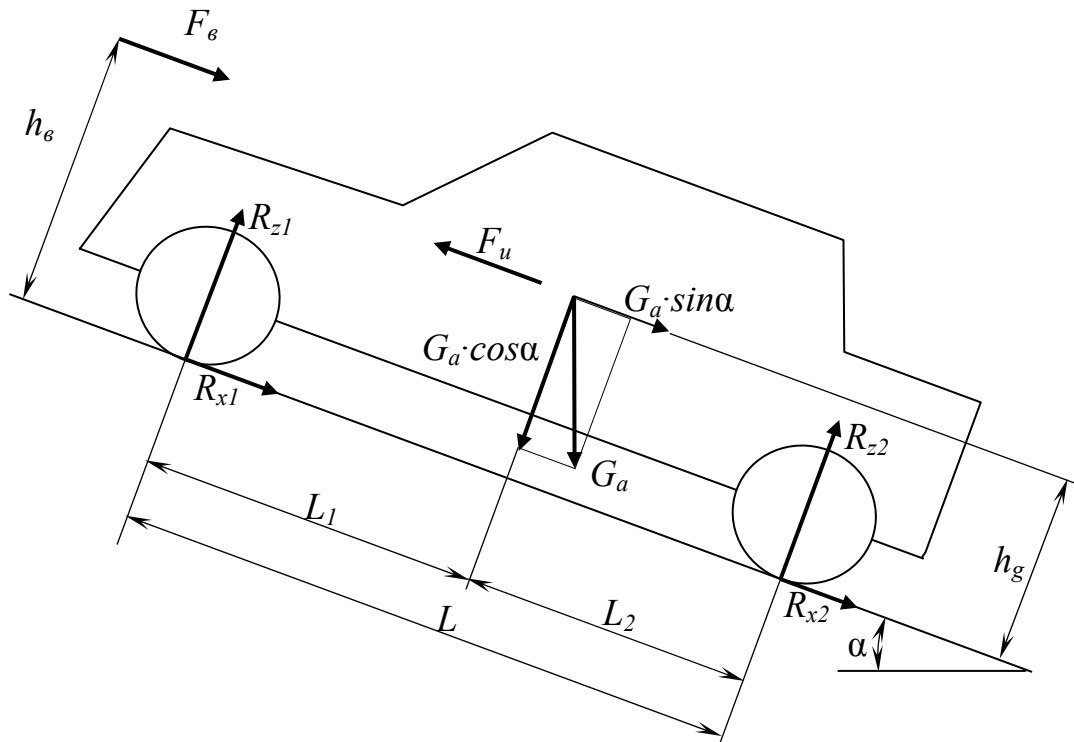
$$R_{x\max} = G_k \cdot \varphi_{x\max}$$

$$r_{\partial} = r_{k0} + \lambda_m \cdot T_T,$$

где λ_m – коэффициент тангенциальной эластичности шины по моменту (мм/(Н·м)); r_{k0} – радиус качения в ведомом режиме (обычно принимают равным статическому радиусу).

Примечание: знак «+» в зависимости r_{∂} ставят в том случае, если тормозной момент (a он отрицательный) подставляют без знака.

7.3. Силы, действующие на автомобиль при торможении (общая схема)



Тормозной баланс автомобиля:

$$R_{x1} + R_{x2} = \frac{G_a}{g} \cdot a \mp G_a \cdot \sin \alpha - 0,5 \cdot c_x \cdot \rho_g \cdot A \cdot V^2.$$

Найдем тормозные моменты:

Продольные реакции на колесах при отсоединенной трансмиссии:

$$R_{x1,2} = \frac{T_{T1,2} + R_{z1,2} \cdot f \cdot r_{k0} - \sum_{l=1}^{m,n} J_k \cdot \varepsilon_k}{r_{k0}}$$

Тормозной момент двигателя:

$$T_T^{\partial} = \Theta \cdot V_{\partial} \cdot (A + B \cdot n_{\partial}), \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где Θ , A , B – эмпирические коэффициенты; V_{∂} – объем двигателя, л;

n_{∂} – скорость двигателя, об/мин.

Двигатель	Θ	A	B
Бензиновый	12,5	0,4...0,5	0,0035
Дизельный	15	0,5...0,7	0,005

При 1000 об/мин $T_T = 80$ ($V=1,6$ л). При 5000 об/мин $T_T = 360$.

5–7 кВт/л (Справочник Бош, с. 649)

Подведенный к полуоси тормозной момент двигателя:

$$T_n = (T_T^\partial - J_\partial \cdot \varepsilon_\partial) \cdot i_{mp},$$

где J_∂ – момент инерции двигателя; ε_∂ – ускорение двигателя; i_{mp} – передаточное число трансмиссии.

$$R_{x2} + R_{x2} = \frac{T_{T1} + R_{z1} \cdot f \cdot r_{\kappa 0} - \sum_l^m J_\kappa \cdot \varepsilon_\kappa}{r_{\kappa 0}} + \frac{T_{T2} + R_{z2} \cdot f \cdot r_{\kappa 0} - \sum_l^n J_\kappa \cdot \varepsilon_\kappa + (T_T^\partial - J_\partial \cdot \varepsilon_\partial) \cdot i_{mp}}{r_{\kappa 0}}.$$

Перегруппируем тормозной баланс автомобиля, перенеся в правую часть силы, останавливающие автомобиль, а в левую – вызывающие его движение:

$$\frac{T_{T1}}{r_{\kappa 0}} + \frac{T_{T2}}{r_{\kappa 0}} + (R_{z1} + R_{z2}) \cdot f + \frac{T_T^\partial \cdot i_{mp}}{r_{\kappa 0}} \pm G_a \cdot \sin \alpha + 0,5 \cdot c_x \cdot \rho_\theta \cdot A \cdot V^2 =$$

$$\frac{G_a}{g} \cdot a + \frac{J_\partial \cdot \varepsilon_\partial \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_{\kappa 0}} + \frac{\sum_l^{m+n} J_\kappa \cdot \varepsilon_\kappa}{r_{\kappa 0}}$$

Введем замену в правой части: $\varepsilon_\kappa = \frac{a}{r_\kappa}$ и $\varepsilon_\partial = \frac{a}{r_\kappa} \cdot i_{mp}$.

$$G_a \cdot \frac{a}{g} \cdot \left(1 + \frac{J_\partial \cdot i_{mp}^2 \cdot \eta_{mp} \cdot g}{G_a \cdot r_{\kappa 0} \cdot r_\kappa} + \frac{\sum_l^{m+n} J_\kappa \cdot g}{G_a \cdot r_{\kappa 0} \cdot r_\kappa} \right) = G_a \cdot \frac{a}{g} \cdot \delta_T.$$

По аналогии с коэффициентом учета вращающихся масс при разгоне запишем:

$$\delta_T = 1 + \frac{J_\partial \cdot i_{mp}^2 \cdot \eta_{mp} \cdot g}{G_a \cdot r_{\kappa 0} \cdot r_\kappa} + \frac{\sum_l^{m+n} J_\kappa \cdot g}{G_a \cdot r_{\kappa 0} \cdot r_\kappa} = 1 + \delta_{IT} \cdot i_{mp}^2 + \delta_{2T}.$$

Примечание:

Отличие (от δ разгона) – наличие КПД во втором члене и произведение радиусов (замена кинематического радиуса статическим приводит к существенной ошибке в расчете).

Введем дорожное сопротивление:

$$\frac{T_{T1}}{r_{\kappa 0}} + \frac{T_{T2}}{r_{\kappa 0}} + \frac{T_T^\partial \cdot i_{mp}}{r_{\kappa 0}} + G_a \cdot \psi + 0,5 \cdot c_x \cdot \rho_\theta \cdot A \cdot V^2 = G_a \cdot \frac{a}{g} \cdot \delta_T.$$

Найдем замедление автомобиля

$$a = g \left(\frac{T_{T1}}{r_{\kappa 0} \cdot G_a \cdot \delta_T} + \frac{T_{T2}}{r_{\kappa 0} \cdot G_a \cdot \delta_T} + \frac{T_T^\partial \cdot i_{mp}}{r_{\kappa 0} \cdot G_a \cdot \delta_T} + \frac{G_a \cdot \psi}{G_a \cdot \delta_T} + \frac{0,5 \cdot c_x \cdot \rho_\theta \cdot A \cdot V^2}{G_a \cdot \delta_T} \right).$$

7.4. Торможение юзом

При торможении автомобиля с блокировкой колес (юзом) отсутствует вращение колес, следовательно, тормозной баланс определим следующим образом:

$$m_a \cdot a = R_{x1} + R_{x2} \pm G_a \cdot \sin \alpha + 0,5 \cdot C_x \cdot \rho_\theta \cdot A \cdot V^2$$

$$R_{x1} + R_{x2} = G_a \cdot \varphi_x \cdot \cos \alpha$$

$$a_{юз} = g \cdot \left(\varphi_x \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha + \frac{C_x \cdot \rho_v \cdot A \cdot V^2}{2 \cdot G_a} \right).$$

Если тормозим на горизонтальной площадке, то:

$$a_{юз} = g \cdot \varphi_x + \frac{C_x \cdot \rho_v \cdot A \cdot V^2}{2 \cdot m_a} \approx g \cdot \varphi_x.$$

Пример: $G_a = 14560 \text{ Н}$; $\varphi_x = 0,8$; $C_x = 0,48$; $A = 2,4 \text{ м}^2$; $V = 30 \text{ м/с}$ Найдем начальное замедление, с которым движется автомобиль в момент попадания колес в юз:

$$a_{юз} = g \cdot 0,8 + \frac{0,48 \cdot 1,225 \cdot 2,4 \cdot 30^2 \cdot g}{2 \cdot 14560} = 7,848 + 0,42786 \approx 8,28 \text{ м/с}^2$$

если провести расчет для влажного асфальта (коэффициент сцепления при юзе около $\varphi_x =$

$$0,4), \text{ то } a_{юз} = g \cdot 0,4 + \frac{0,48 \cdot 1,225 \cdot 2,4 \cdot 30^2 \cdot g}{2 \cdot 14560} = 3,924 + 0,42786 \approx 4,35 \text{ м/с}^2$$

Замечания:

1. Аэродинамическая составляющая замедления является функцией квадрата скорости и поэтому быстро уменьшается по мере снижения скорости.
2. Доля аэродинамической составляющей замедления уменьшается по мере увеличения массы автомобиля.
3. Коэффициент сцепления сильно зависит от относительного скольжения s_c в контакте шина – дорога.
4. При юзе всех колес развесовка автомобиля не имеет значения!

7.5. Основные показатели процесса торможения

7.5.1. Время торможения:

$$a = \frac{dV}{dt} \Rightarrow dt = \frac{1}{a} dV \Rightarrow t = \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{a}$$

$$t = \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{g \cdot \varphi_x + \frac{C_x \cdot \rho_v \cdot A \cdot V^2}{2 \cdot m_a}} \approx \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{g \cdot \varphi_x} = \frac{V_H - V_K}{g \cdot \varphi_x}$$

Аэродинамическим сопротивлением часто пренебрегают.

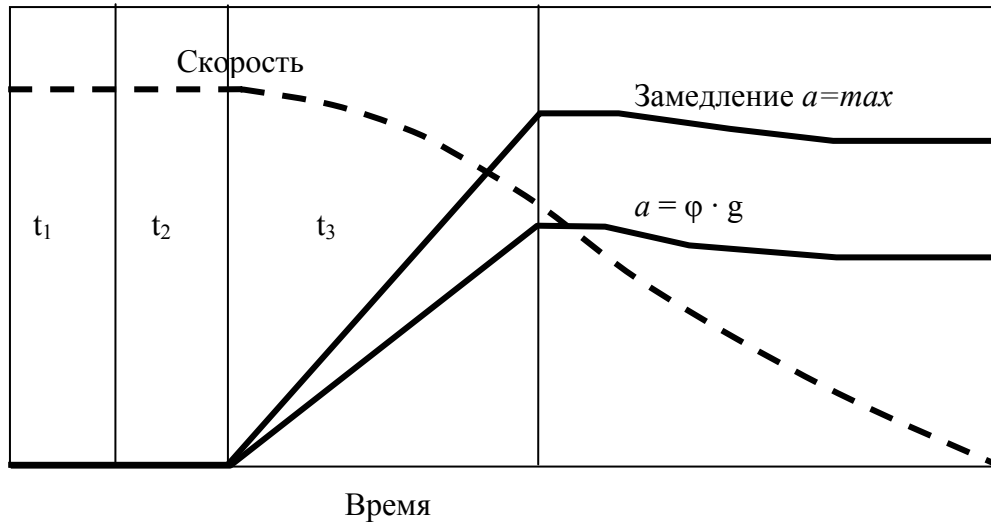
7.5.2. Тормозной путь:

$$V = \frac{dS}{dt} \Rightarrow dS = V \cdot dt = \frac{V \cdot dV}{a} \Rightarrow$$

$$S_{юз} = \int_{V_1}^{V_2} \frac{V \cdot dV}{a} = \int_{V_1}^{V_2} \frac{V \cdot dV}{g \cdot \varphi_x + \frac{C_x \cdot \rho_v \cdot A \cdot V^2}{2 \cdot m_a}} \approx \int_{V_1}^{V_2} \frac{V \cdot dV}{g \cdot \varphi_x} = \frac{V_H^2 - V_K^2}{2 \cdot g \cdot \varphi_x}.$$

$$\text{Если } V_K = 0, \text{ то } S_{юз} = \frac{V_H^2}{2 \cdot g \cdot \varphi_x} \text{ и } V_H = \sqrt{2 \cdot \varphi_x \cdot g \cdot S_{юз}}.$$

Тормозная диаграмма



t_1 – время реакции водителя (в среднем – 0,8 с, но иногда до 1,2 с),

t_2 – время срабатывания тормозов (подвод колодок 0,1...0,4 с)

$t_3 = 0,2...0,4$ (гидр...пневм) – время нарастания давления в тормозной системе (на этом этапе можно в первом приближении принять линейным закон нарастания давления в тормозном приводе. Это означает, что и замедление автомобиля также нарастает по линейному закону. С точки зрения выходных параметров принимаем $a = \varphi \cdot g/2$)

t_4 – время торможения $t_4 = V/(\varphi \cdot g)$.

Найдем остановочный путь:

$$1. S_1 = V_n \cdot t_1$$

$$2. S_2 = V_n \cdot t_2$$

$$3. S_3 = \frac{V_n^2 - V_k^2}{2 \cdot g \cdot \varphi_x} \cdot 2 = \frac{V_n^2 - V_k^2}{g \cdot \varphi_x}, \text{ где } V_k = V_n - \frac{\varphi_x \cdot g}{2} \cdot t_3$$

$$(V_k)^2 = V_n^2 - \frac{2 \cdot V_n \cdot \varphi_x \cdot g \cdot t_3}{2} + \frac{\varphi_x^2 \cdot g^2 \cdot t_3^2}{4}$$

$$S_3 = \frac{V_n \cdot \varphi_x \cdot g \cdot t_3 - 0,25 \cdot \varphi_x^2 \cdot g^2 \cdot t_3^2}{\varphi_x \cdot g} = V_n \cdot t_3 - 0,25 \cdot \varphi_x \cdot g \cdot t_3^2$$

$$4. S_4 = \frac{(V_k)^2}{2 \cdot \varphi_x \cdot g} = \frac{V_n^2 - V_n \cdot \varphi_x \cdot g \cdot t_3 + 0,25 \cdot \varphi_x^2 \cdot g^2 \cdot t_3^2}{2 \cdot \varphi_x \cdot g} = \frac{V_n^2}{2 \cdot \varphi_x \cdot g} - \frac{V_n \cdot t_3}{2} + \frac{\varphi_x \cdot g \cdot t_3^2}{8}$$

В итоге получим:

$$S_0 = V_n \cdot (t_1 + t_2 + 0,5 \cdot t_3) + \frac{V_n^2}{2 \cdot \varphi_x \cdot g} - \frac{\varphi_x \cdot g \cdot t_3^2}{8}$$

На практике последним членом пренебрегают:

$$S_0 = V_n \cdot (t_1 + t_2 + 0,5 \cdot t_3) + \frac{V_n^2}{2 \cdot \varphi_x \cdot g}$$

Пример: $V=20$ м/с

$$S_0 = 20 \cdot \left(0,8 + 0,1 + \frac{0,2}{2} \right) + \frac{20^2}{2 \cdot 0,7 \cdot 9,8} = 49 \text{ м.}$$

7.5.3. Тормозные силы, моменты, давление в контуре при торможении юзом.

Сила инерции автомобиля, которой должна противодействовать тормозная сила:

$$F_u = \frac{G_a}{g} \cdot a.$$

Реакции на колесах:

$$R_{x1} = R_{x1max} = R_{z1} \cdot \varphi_x;$$

$$R_{x2} = R_{x2max} = R_{z2} \cdot \varphi_x.$$

$$F_u = R_{x1} + R_{x2} \Rightarrow \frac{G_a}{g} \cdot a = (R_{z1} + R_{z2}) \cdot \varphi_x = G_a \cdot \varphi_x.$$

Сумма моментов относительно контакта второго колеса = 0

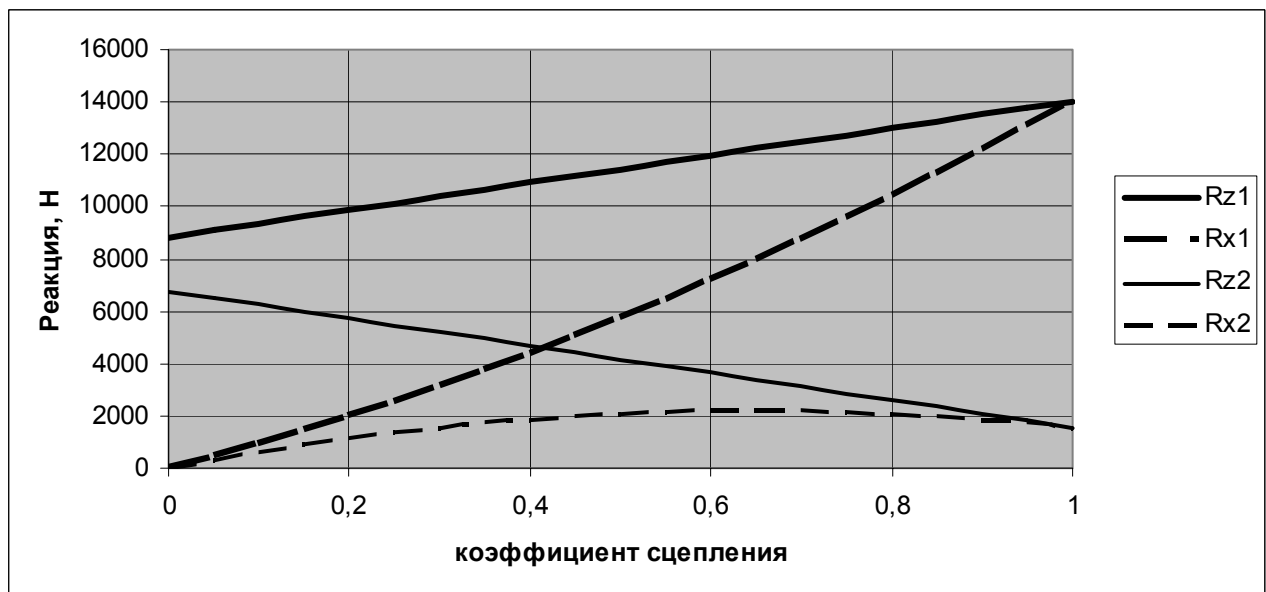
$$R_{z1} \cdot L - G_a \cdot \varphi_x \cdot h_g - G_a \cdot L_2 = 0 \text{ откуда } R_{z1} = \frac{G_a}{L} \cdot (L_2 + \varphi_x \cdot h_g).$$

Сумма моментов относительно контакта первого колеса = 0

$$R_{z2} \cdot L + G_a \cdot \varphi_x \cdot h_g - G_a \cdot L_1 = 0 \text{ откуда } R_{z2} = \frac{G_a}{L} \cdot (L_1 - \varphi_x \cdot h_g).$$

$$\text{Откуда: } R_{x1} = \frac{G_a}{L} \cdot (L_2 + \varphi_x \cdot h_g) \cdot \varphi_x \quad R_{x2} = \frac{G_a}{L} \cdot (L_1 - \varphi_x \cdot h_g) \cdot \varphi_x$$

Изменение реакций R_{x1} R_{x2} R_{z1} R_{z2} в зависимости от φ_x



Условия (рис. 1):

$$G_a = 15600 \text{ Н}$$

$$L = 1,5 \text{ м}$$

$$L_1 = 0,65 \text{ м}$$

$$L_2 = 0,85 \text{ м}$$

$$h_g = 0,5 \text{ м}$$

Условия (рис. 2)

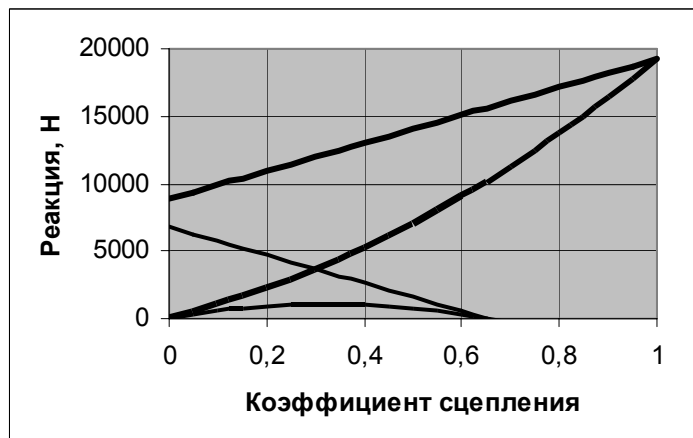
$$G_a = 15600 \text{ Н}$$

$$L = 1,5 \text{ м}$$

$$L_1 = 0,65 \text{ м}$$

$$L_2 = 0,85 \text{ м}$$

$$h_g = 1 \text{ м}$$



$$R_{x1} = \frac{T_T}{r_\partial} \quad \text{и} \quad T_T = A_1 \cdot p_1,$$

где p_1 – давление в переднем контуре; A_1 – передаточная функция, определяемая конструкцией тормозов (зависимость тормозного момента от давления в контуре)

$$p_1 = \frac{R_{x1} \cdot r_\partial}{A_1} \quad \text{– давление, необходимое для доведения передних тормозов до юза.}$$

$$p_1 = \frac{r_\partial}{A_1} \cdot \varphi_x \cdot G_a \cdot (L_2 + \varphi_x \cdot h_g).$$

Аналогично найдем давление в заднем контуре:

$$p_2 = \frac{r_\partial}{A_2} \cdot \varphi_x \cdot G_a \cdot (L_1 - \varphi_x \cdot h_g).$$

Соотношение давлений в контурах:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{A_2}{A_1} \cdot \left(\frac{L_2 + \varphi_x \cdot h_g}{L_1 - \varphi_x \cdot h_g} \right).$$

$$G_a = 15600 \text{ н}$$

$$L = 1,5 \text{ м}$$

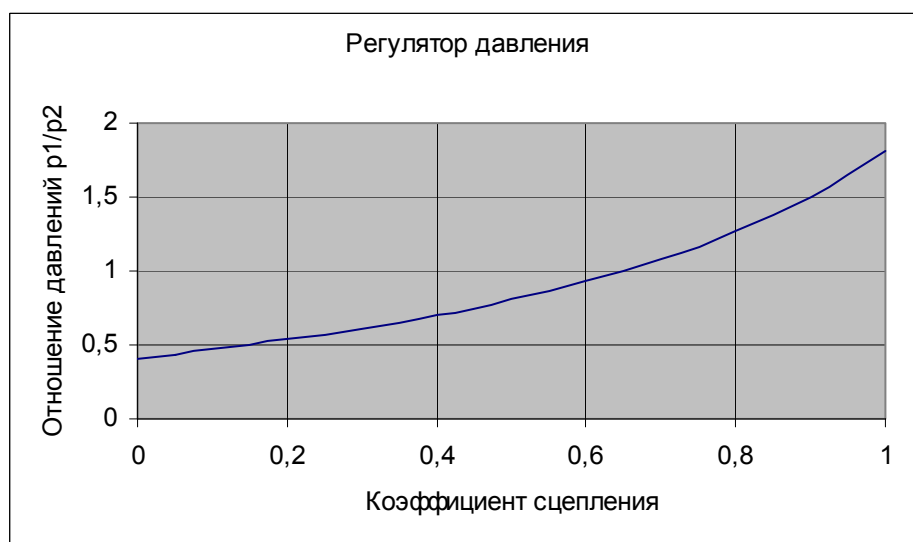
$$L_1 = 0,825 \text{ м}$$

$$L_2 = 0,675 \text{ м}$$

$$h_g = 0,5 \text{ м}$$

$$A_2/A_1 = 0,5$$

При данных условиях и полученной характеристике регулятора все колеса будут блокироваться одновременно!!!



Колеса, доведенные до юза, не способны воспринимать боковые нагрузки: Любое внешнее воздействие приводит к заносу.

При опережающем юзе передних колес автомобиль движется не управляемо, но прямолинейно. Наоборот – потеря устойчивости – занос.

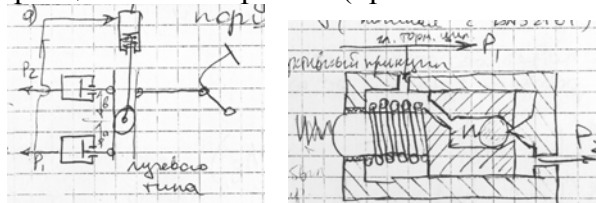
7.5.4. Пути повышения устойчивости при торможении

1. Применение **ограничителя давления** в контуре задних колес – происходит недоиспользование тормозного момента, что ухудшает активную безопасность.

2. Применение **регулятора** тормозных давлений:

✓ Регулятор лучевого типа

✓ Регулятор с дифференциальным поршнем (применяется на ВАЗах)



3. Применение ABS, ABS+EBD, ABS+ESP

8. Устойчивость автомобиля

Устойчивость – способность автомобиля **сохранять** заданную скорость и направление движения, ориентацию продольной и вертикальной осей **при их отклонении** в результате кратковременного внешнего воздействия

8.1. Опрокидывание автомобиля на подъеме

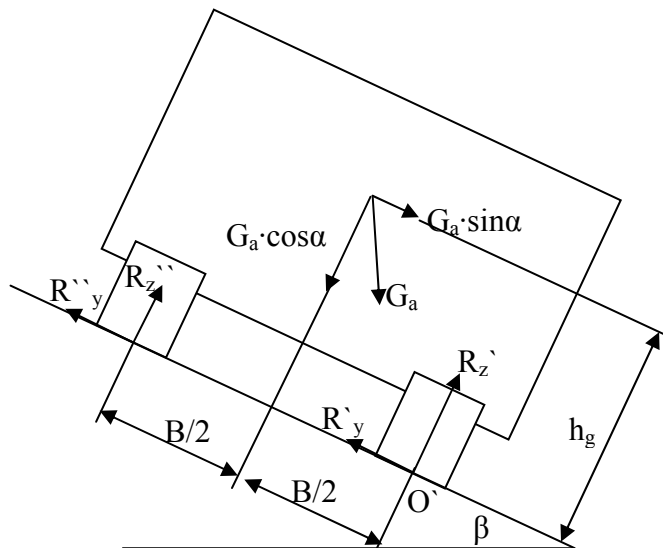
Условие опрокидывания (вперед) – равенство нулю вертикальных реакций относительно передних колес:

$$R_{z2} = \frac{G_a}{L} \cdot (L_1 \cdot \cos \alpha - h_g \cdot \sin \alpha) = 0 \Rightarrow \operatorname{tg} \alpha = \frac{L_1}{h_g} \Rightarrow \alpha = \operatorname{arctg} \left(\frac{L_1}{h_g} \right).$$

Во избежание опрокидывания должно быть выдержано условие:

$$\frac{L_2}{h_g} > \varphi_x.$$

8.2. Движение автомобиля на поперечных склонах (косогорах)



R_z', R_z'' – суммарные нормальные реакции нижнего и верхнего бортов

R_y', R_y'' – суммарные поперечные реакции нижнего и верхнего бортов

8.2.1. Соскальзывание со склона

Условие: $R_y' + R_y'' = G_a \cdot \sin \beta$

$R_y' = R_z' \cdot \varphi_y$ $R_y'' = R_z'' \cdot \varphi_y$

$R_y' + R_y'' = R_z' \cdot \varphi_y + R_z'' \cdot \varphi_y = (R_z' + R_z'') \cdot \varphi_y = G_a \cdot \sin \beta$

$G_a \cdot \cos \beta \cdot \varphi_y = G_a \cdot \sin \beta$

$\varphi_y = \operatorname{tg} \beta$.

Максимальный коэффициент поперечного сцепления $\varphi_y = 0,8$, следовательно

$\beta_{\max} = \operatorname{arctg} 0,8 = 38,6^\circ$

8.2.2. Опрокидывание на склоне

Если принять, что на поперечном уклоне центр масс автомобиля не перемещается (отсутствует крен поддресоренных масс), то предельный по опрокидыванию угол поперечного уклона определится следующим образом:

Условие $R_z'' = 0$. Опрокидывание относительно оси O' :

$$\sum T_{O'} = R_z'' \cdot B + G_a \cdot \sin \beta \cdot h_g - G_a \cdot \cos \beta \cdot \frac{B}{2} \text{ откуда}$$

$$R_z'' = \frac{G_a}{B} \cdot \left(\frac{B}{2} \cdot \cos \beta - h_g \cdot \sin \beta \right) \equiv 0 \text{ откуда}$$

$$\boxed{\operatorname{tg} \beta = \frac{B}{2 \cdot h_g} = \gamma_B \rightarrow \beta = \operatorname{arctg} \frac{B}{2 \cdot h_g}}$$

γ_B – **коэффициент** поперечной устойчивости (не путать с **углом** крена γ)

Пример:

Автомобиль ГАЗ-66: $B=1,65$ м ; $h_g=1,41$ м

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{1,65}{2 \cdot 1,41} \approx 30^\circ.$$

Учитывая, что угол соскальзывания не более $38,6^\circ$, делаем вывод о том, что машина быстрее перевернется, чем соскользнет.

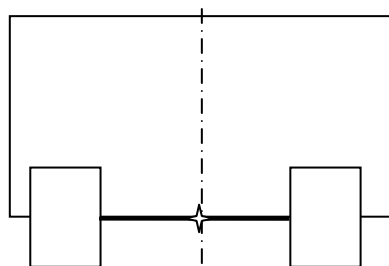
8.3. Крен кузова

Реальные автомобили имеют подвеску, поэтому более нагруженная (нижняя по склону) сторона проседает, а другая приподнимается. Это явление называется **креном кузова**.

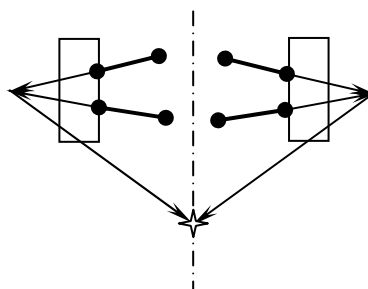
Крен возникает не только на склоне, а при всяком воздействии боковых сил, например, в повороте.

При крене происходит смещение центра масс автомобиля по двум осям: OY и OZ . При этом центр масс поворачивается вокруг **центра крена**.

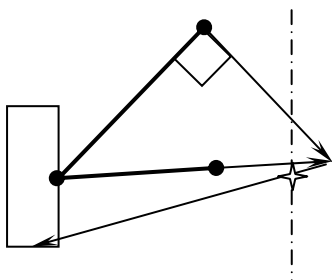
Для нахождения мгновенного центра крена кузова обычно применяют принцип обра-



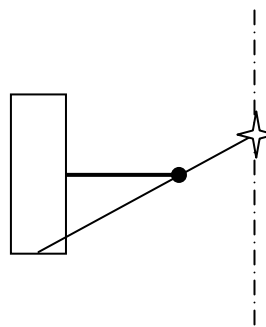
Зависимая подвеска



На двойных поперечных рычагах



Подвеска МакФерсон



На одном поперечном рычаге

тимости – сначала находят мгновенные центры перемещения колес относительно кузова, соединяют центры перемещения колес с центральной точкой контакта колеса с дорогой, и пересечение линий, проходящих через мгновенные центры перемещения колес и точки контакта колес с дорогой, проведенных для каждого колеса, определит мгновенный центр крена кузова. Если подвески колес симметричны, (что обычно и имеет место), то мгновенный центр крена кузова лежит на середине колеи.

✓ Центр поперечного крена **зависимой** рессорной подвески расположен на линии пересечения продольной плоскости симметрии автомобиля и вертикальной плоскости моста на уровне нейтральной линии коренного листа рессоры.

✓ Центр крена **независимой подвески на двойных поперечных рычагах** находится в плоскости качания подвески на пересечении продольной плоскости симметрии автомобиля и прямой, соединяющей центр пятна контакта колеса и его мгновенный центр поворота (пересечение продольных осей поперечных рычагов).

✓ Центр крена **пружинной стойки типа качающаяся свеча (МакФерсон)** находится в плоскости качания подвески на пересечении продольной плоскости симметрии автомобиля и прямой, соединяющей центр пятна контакта колеса с точкой пересечения продолжения нижнего рычага с перпендикуляром из верхней опоры.

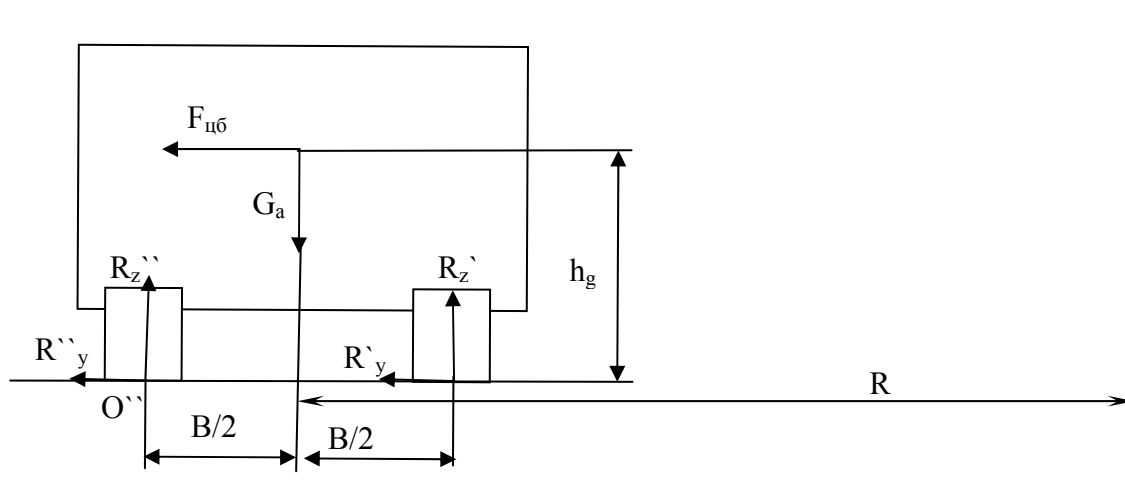
✓ Центр крена **независимой подвески на одном поперечном рычаге** находится на пересечении оси автомобиля и прямой, соединяющей центр пятна контакта колеса с шарниром рычага.

Ось крена автомобиля – прямая, соединяющая центры крена передней и задней подвесок. Перпендикуляр, опущенный на ось крена из центра масс, определяет **плечо крена**.

Замечание: Крен кузова несколько уменьшает угол опрокидывания. (В данном случае этот факт принимаем без доказательства, теоретическое рассмотрение влияния крена кузова на поперечную устойчивость будет проведено ниже).

8.4. Устойчивость автомобиля против заноса и опрокидывания

8.4.1. Занос всех колес



Условие заноса – центробежная сила равна сумме поперечных реакций колес:

$$F_{цб} = R_y' + R_y''$$

$$F_{цб} = m \cdot \frac{V^2}{R} = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R}$$

Известно, что

$$R_y' = R_z' \cdot \phi_y; \quad R_y'' = R_z'' \cdot \phi_y$$

Так как $R_z' + R_z'' = G_a$, то

$$R_y' + R_y'' = (R_z' + R_z'') \cdot \phi_y = G_a \cdot \phi_y.$$

Тогда получим:

$$\frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} = G_a \cdot \varphi_y \text{ откуда } \boxed{V_{кр}^{занос} = \sqrt{\varphi_y \cdot g \cdot R}} - \text{критическая по заносу скорость.}$$

Пример:

$$R = 100 \text{ м, } \varphi = 0,5, g = 9.81 \text{ м/с}^2 \quad V_{кр}^{занос} = \sqrt{0.5 \cdot 9.81 \cdot 100} = 22.15 \text{ м/с}$$

8.4.2. Опрокидывание на повороте без учета крена

Условие опрокидывания $R_z' = 0$.

Сумма моментов относительно O'' должна быть равна нулю:

$$R_z' \cdot B + \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot h_g - G_a \cdot \frac{B}{2} = 0 \text{ откуда}$$

$$R_z' = \frac{G_a}{B} \left(\frac{B}{2} - \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot h_g \right) \equiv 0 \text{ откуда получим } \frac{B}{2} = \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot h_g$$

Перегруппируем:

$$\frac{g \cdot B}{2 \cdot h_g} = \left(\frac{V^2}{R} \right)_{опр}$$

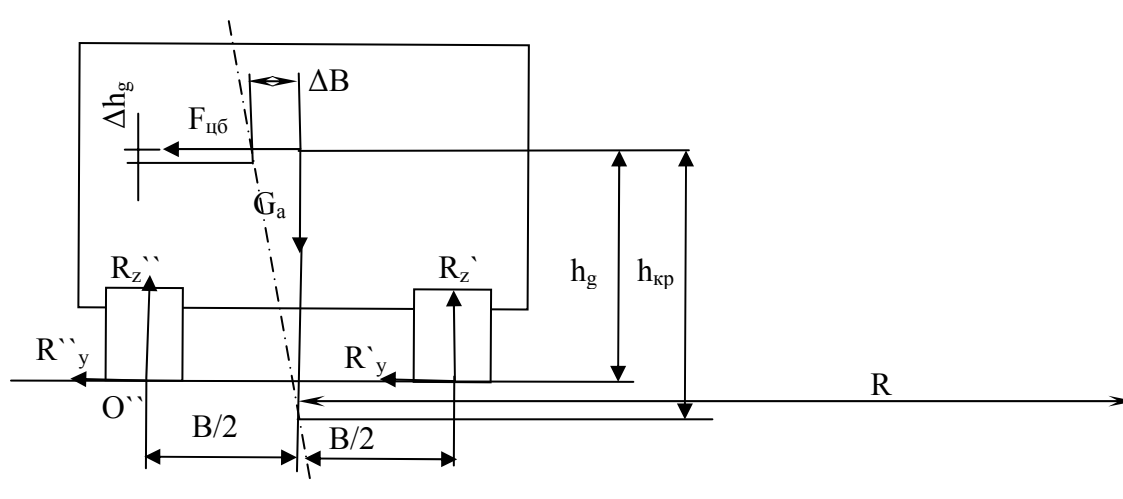
Критическая по опрокидыванию скорость:

$$\boxed{V_{кр}^{опр} = \sqrt{\frac{B \cdot g \cdot R}{2 \cdot h_g}}} \text{ или } \boxed{V_{кр}^{опр} = \sqrt{\gamma_B \cdot g \cdot R}}$$

Чтобы автомобиль не переверачивался, необходимо выполнить условие:

$$\left(\frac{V^2}{R} \right)_{опр} > \left(\frac{V^2}{R} \right)_{занос} \text{ откуда } \boxed{\frac{B}{2 \cdot h_g} > \varphi_y}$$

8.4.3. Опрокидывание на повороте с учетом крена



$\Delta h_g = h_{кр} (1 - \cos \gamma)$, где γ угол крена.

$\Delta B = h_{кр} \sin \gamma \approx h_{кр} \gamma$, если γ в рад.

$$T_{кр} = F_y \cdot h_{кр} + G_a \cdot \Delta B = \frac{G}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot h_{кр} + G_a \cdot \gamma \cdot h_{кр}.$$

Восстанавливающий момент:

$$T_{восст} = (C_1 + C_2) \cdot \gamma. \quad C - [\text{Н} \cdot \text{м/рад}] \text{ (строго в радианах)}$$

Момент сил крена должен быть уравновешен подвеской $T_{восст} = T_{кр}$

$$(C_1 + C_2) \cdot \gamma = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot h_{кр} + G_a \cdot \gamma \cdot h_{кр}$$

$$C_1 + C_2 = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{h_{кр}}{\gamma} + G_a \cdot h_{кр}$$

Угловая жесткость подвески – $C_1 + C_2 = G_a \cdot h_{кр} \cdot \left(1 + \frac{V^2}{R} \cdot \frac{1}{\gamma} \right)$ γ – **строго** в радианах.

Жесткость подвески подбирается таким образом, чтобы при боковом ускорении $0,4 \cdot g$ (ускорение = V^2/R) угол крена γ не должен превышать $5^\circ \dots 6^\circ$.

$$C_1 + C_2 = G_a \cdot h_{кр} \cdot \left(1 + 0,4 \cdot \frac{1}{0,087} \right) = 5,6 \cdot G_a \cdot h_{кр}.$$

Таким образом, считают суммарную жесткость подвесок и сравнивают с допустимой, равной $5,6 \cdot G_a \cdot h_{кр}$. После этого решают вопрос о целесообразности применения стабилизатора (разумеется жесткость передней подвески должна быть больше, поэтому и стабилизатор устанавливают как правило на переднюю ось).

Определим критическую скорость по опрокидыванию с учетом крена.

Сумма моментов относительно центра контакта внешнего колеса с дорогой:

$$R_z' \cdot B + \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot h_g - G_a \cdot \left(\frac{B}{2} - \Delta B \right) = 0 \text{ откуда } R_z' = \frac{G_a}{B} \left(\frac{B}{2} - \Delta B - \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot h_g \right) \equiv 0;$$

Ранее записано $\Delta B = \gamma \cdot h_{кр}$. Из зависимости для угловой жесткости подвески (см. выше) найдем γ :

$$\gamma = \frac{\frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot h_{кр}}{C_1 + C_2 - G_a \cdot h_{кр}}$$

далее получим

$$\Delta B = \frac{\frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot h_{кр}^2}{C_1 + C_2 - G_a \cdot h_{кр}}$$

Подставим ΔB в R_z' :

$$\frac{B}{2} - \frac{\frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot h_{кр}^2}{C_1 + C_2 - G_a \cdot h_{кр}} - \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot h_g \equiv 0 \rightarrow \frac{\frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot h_{кр}^2}{C_1 + C_2 - G_a \cdot h_{кр}} + \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot h_g = \frac{B}{2}$$

$$\rightarrow \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \left(\frac{G_a \cdot h_{кр}^2}{C_1 + C_2 - G_a \cdot h_{кр}} + h_g \right) = \frac{B}{2} \rightarrow \left(\frac{V^2}{R} \right)^{опр} = g \cdot \frac{B}{2 \cdot \left(h_g + \frac{G_a \cdot h_{кр}^2}{C_1 + C_2 - G_a \cdot h_{кр}} \right)}$$

Крен кузова «увеличивает» высоту центра масс (скорее «уменьшает» колею)!

Пример: $h_g = 0,66$ м; $B = 1,27$ м; $h_{кр} = 0,5$ м; $G_a = 14500$ Н; $\phi_y = 0,8$

$$\left(\frac{V^2}{R} \right)^{занос} = \phi \cdot g = 0,8 \cdot 9,81 = 7,84 \text{ м/с}^2.$$

$$\text{Без учета крена } \left(\frac{V^2}{R} \right)^{onp} = g \cdot \frac{B}{2 \cdot h_g} = 9.81 \cdot \frac{1.27}{2 \cdot 0.66} = 9.43 \text{ м/с}^2.$$

$$\text{С учетом крена } \left(\frac{V^2}{R} \right)^{onp} = 9.81 \cdot \frac{1.27}{2 \cdot \left(0.66 + \frac{14500 \cdot 0.5^2}{36000 - 14500 \cdot 0.5} \right)} = 7.92 \text{ м/с}^2.$$

Если $C_1 + C_2 = G_a \cdot h_{кр} \cdot 5,6 = 14500 \cdot 0,5 \cdot 5,6 = 40600 \text{ Нм/рад}$, то $a_{onp} = 8,1 \text{ м/с}^2$.

Таким образом, если не учитывать крен кузова, то автомобиль без вариантов сначала попадает в занос, с учетом крена кузова боковые ускорения, при которых происходят опрокидывание и занос очень близки друг к другу.

8.5. Занос одной из осей автомобиля

Суммарная боковая сила, действующая на автомобиль, распределяется неравномерно по осям (зависит от развесовки). Поэтому на одной из осей может образоваться запас по заносу, тогда как другую ось занесет. Найдем запас боковой реакции оси по заносу.

Каждое колесо может воспринять следующую равнодействующую реакцию:

$$R_{zk}^2 \cdot \varphi^2 = R_{yk}^2 + R_{xk}^2 \quad \rightarrow \quad R_{yk}^{max} = \sqrt{R_{zk}^2 \cdot \varphi^2 - R_{xk}^2}.$$

Суммарная боковая реакция оси:

$$R_{yi} = R'_{yi} + R''_{yi}.$$

Когда боковая нагрузка становится равной запасу боковой реакции оси, начинается занос. Условие заноса: $F_{yi} = R_{yi}^{max}$, где F_{yi} – боковая нагрузка, приходящаяся на ось.

Т.к. R_x больше у ведущей оси, она чаще попадает в занос, чем ведомая.

Занос передней и задней осей сказывается на устойчивости автомобиля по разному:

- ✓ Занос передней оси вызывает автоматическое снижение боковой силы (растет радиус поворота $\rightarrow$ снижается боковое ускорение), при этом автомобиль не вписывается в заданный водителем радиус поворота, однако процесс стабилен.
- ✓ Занос задней оси наоборот увеличивает боковую силу – занос **прогрессирует**.

Вывод: с точки зрения заноса более опасен занос задней оси. Поскольку к нему больше склонны заднеприводные автомобили, то с точки зрения устойчивости против заноса они опаснее переднеприводных.

Для того, чтобы оценить способность оси автомобиля сопротивляться заносу, надо рассчитать:

1. Нормальную реакцию R_{zk} ;
2. Касательную реакцию R_{xk} ;
3. Запас боковой реакции колеса и оси;
4. Боковую силу;
5. Сравнить боковую силу и запас боковой реакции оси.

1). Определим нормальные реакции по осям

(случай без продольных ускорений):

$$R_{z1} = G_a \cdot \frac{L_2}{L} \qquad R_{z2} = G_a \cdot \frac{L_1}{L}.$$

Распределение по колесам:

$$\text{Внешние колеса} \qquad R'_{z1} = G_a \cdot \frac{L_2}{2 \cdot L} + \Delta R_{z1} \qquad R'_{z2} = G_a \cdot \frac{L_1}{2 \cdot L} + \Delta R_{z2};$$

Внутренние колеса $R''_{z1} = G_a \cdot \frac{L_2}{2 \cdot L} - \Delta R_{z1}$ $R''_{z2} = G_a \cdot \frac{L_1}{2 \cdot L} - \Delta R_{z2}$.

Перераспределение реакций зависит от крена γ и жесткости подвески:

$$\Delta R_{z1} = C_1 \cdot \gamma \cdot \frac{1}{B} \quad \Delta R_{z2} = C_2 \cdot \gamma \cdot \frac{1}{B}.$$

Зная γ (см. выше, предыдущий параграф) получим:

$$\boxed{R'_{z1} = G_a \cdot \frac{L_2}{2 \cdot L} + C_1 \cdot \gamma \cdot \frac{1}{B}} \quad \text{и} \quad \boxed{R''_{z1} = G_a \cdot \frac{L_2}{2 \cdot L} - C_1 \cdot \gamma \cdot \frac{1}{B}};$$

Аналогично для задней оси

$$\boxed{R'_{z2} = G_a \cdot \frac{L_1}{2 \cdot L} + C_2 \cdot \gamma \cdot \frac{1}{B}} \quad \text{и} \quad \boxed{R''_{z2} = G_a \cdot \frac{L_1}{2 \cdot L} - C_2 \cdot \gamma \cdot \frac{1}{B}};$$

$$\text{где } \gamma = \frac{\frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot h_{кр}}{C_1 + C_2 - G_a \cdot h_{кр}}.$$

2). Определим касательные реакции

Допущения:

- ❖ При достижении предельной боковой силы сопротивление качению колес удваивается (Подтверждено многочисленными экспериментальными исследованиями);
- ❖ Рост бокового сопротивления пропорционален росту бокового ускорения:

$$f_r = f_n \cdot \left(1 + \frac{a_y}{a_{y \max}} \right).$$

Ранее известно $\left\{ \begin{array}{l} a_y = \frac{V^2}{R} \\ a_{y \max} = \varphi \cdot g \end{array} \right\}$, тогда $\boxed{f_r = f_0 \cdot (1 + A_f \cdot V^2) \cdot \left(1 + \frac{V^2}{\varphi \cdot g \cdot R} \right)}.$

Рассмотрим автомобиль классической компоновки.

Ведомая ось:

Общая реакция оси

$$R_{x1} = R_{z1} \cdot f_r$$

Реакция каждого колеса

$$\boxed{R'_{x1} = R'_{z1} \cdot f_r \quad \text{и} \quad R''_{x1} = R''_{z1} \cdot f_r}$$

Ведущая ось (без разгона):

Момент на дифференциальной коробке:

$$T_0 = [G_a \cdot f_r + 0.5 \cdot c_x \cdot \rho \cdot A \cdot V^2] \cdot r_{к0}.$$

Моменты на колесах:

$$T' = T_0 \cdot \frac{1}{K_{\delta l} + 1} \quad \text{и} \quad T'' = T_0 \cdot \frac{K_{\delta l}}{K_{\delta l} + 1},$$

а продольные реакции (с учетом потерь на сопротивление качению):

$$\boxed{R'_{x2} = \frac{T' - R'_{z2} \cdot f_r \cdot r_{к0}}{r_{к0}}} \quad \text{и} \quad \boxed{R''_{x2} = \frac{T'' - R''_{z2} \cdot f_r \cdot r_{к0}}{r_{к0}}}.$$

3). Найдем запас боковой реакции колес и осей в целом:

Ранее получено $R_{yk}^{\max} = \sqrt{R_{zk}^2 \cdot \varphi^2 - R_{xk}^2}$ – боковая реакция, которую может передать колесо, тогда запас осей:

$$R_{y1}^{max} = (R'_{z1} + R''_{z1}) \cdot \sqrt{(\varphi^2 - f_r^2)};$$

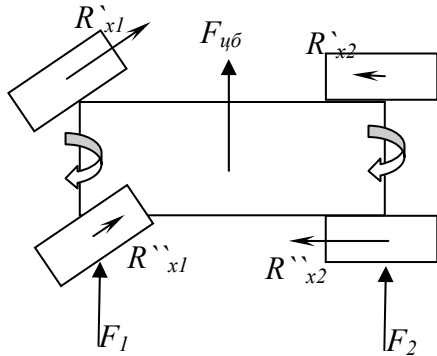
$$R_{y2}^{max} = \sqrt{(R'_{z2})^2 \cdot \varphi^2 - (R'_{x2})^2} + \sqrt{(R''_{z2})^2 \cdot \varphi^2 - (R''_{x2})^2}.$$

4). Боковая сила.

Это центробежная сила в повороте + боковая сила (ветра) + перераспределение реакций:

$$F_{цб1} = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{L_2}{L} \quad \text{и} \quad F_{цб2} = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{L_1}{L}.$$

Боковую силу (ветра) не рассматриваем.



Перераспределение продольных реакций R_x между бортами на каждой оси неодинаково: На ведомой оси перераспределение в пользу внешнего колеса, а на ведущей в пользу внутреннего (вертикальная реакция входит со знаком «минус», кроме того, у оси с самоблокирующим дифференциалом положительный момент больше у внутреннего колеса, что усугубляет перераспределение):

$$R'_{x1} > R''_{x1} \quad \text{и} \quad R'_{x2} < R''_{x2}$$

Возникает поворачивающий момент:

$$T_n = \left[(R'_{x1} - R''_{x1}) + (R''_{x2} - R'_{x2}) \right] \cdot \frac{B}{2}.$$

Тогда суммарная боковая сила (без ветра):

$$F_1 = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{L_2}{L} + \left[(R'_{x1} - R''_{x1}) + (R''_{x2} - R'_{x2}) \right] \cdot \frac{B}{2 \cdot L} \quad \text{и}$$

$$F_2 = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{L_1}{L} - \left[(R'_{x1} - R''_{x1}) + (R''_{x2} - R'_{x2}) \right] \cdot \frac{B}{2 \cdot L}.$$

5). Сравним боковую реакцию и боковую силу:

$$F_1 < R_{y1} \quad \text{и} \quad F_2 < R_{y2}$$

Коэффициент запаса оси против заноса:

Передней $K_1 = \frac{R_{y1} - F_{y1}}{R_{y1}}$, задней $K_2 = \frac{R_{y2} - F_{y2}}{R_{y2}}.$

Так как занос задней оси прогрессирующий, а следовательно и более опасный, то вводят коэффициент запаса автомобиля против заноса задней оси (запас задней оси должен быть больше!!!):

$$K_{3y} = \frac{K_2}{K_1} - 1 > 0.$$

Пример: M2140; $G_a = 14500 \text{ Н}$; $L_1=L_2=1,2 \text{ м}$; $h_{kp}=0,5 \text{ м}$; $c_x=0,48$; $B=1,27 \text{ м}$; $H=1,48 \text{ м}$; $C_1=20000 \text{ Н·м/рад}$; $C_2=16000 \text{ Н·м/рад}$; $V=20 \text{ м/с}$; $R=100 \text{ м}$; $r_{ко}=0,3 \text{ м}$; $f_0=0.016$. Дифференциал симметричный.

$$\gamma = \frac{\frac{14500}{9.81} \cdot \frac{20^2}{100} \cdot 0.5}{36000 - 14500 \cdot 0.5} = 0,1028 \text{ рад} = 5.9^\circ$$

$$R'_{z1} = 14500 \cdot \frac{1.2}{2 \cdot 2.4} + 20000 \cdot 0,1028 \cdot \frac{1}{1.27} = 3625 + 1618,8 = 5244 \text{ Н};$$

$$R''_{z1} = 14500 \cdot \frac{1.2}{2 \cdot 2.4} - 20000 \cdot 0,1028 \cdot \frac{1}{1.27} = 3625 - 1618,8 = 2006 \quad H;$$

$$R'_{z2} = 14500 \cdot \frac{1.2}{2 \cdot 2.4} + 16000 \cdot 0,1028 \cdot \frac{1}{1.27} = 3625 + 1295,1 = 4920 \quad H;$$

$$R''_{z2} = 14500 \cdot \frac{1.2}{2 \cdot 2.4} - 16000 \cdot 0,1028 \cdot \frac{1}{1.27} = 3625 - 1295,1 = 2330 \quad H;$$

$$f_r = 0.016 \cdot \left(1 + 5.5 \cdot 10^{-4} \cdot 20^2\right) \cdot \left(1 + \frac{20^2}{0.8 \cdot 9.81 \cdot 100}\right) = 0.01952 \cdot 1.50968 = 0.029;$$

$$R'_{x1} = 5244 \cdot 0.029 = 152 \quad H;$$

$$R''_{x1} = 2006 \cdot 0.029 = 58 \quad H;$$

$$R_{y1} = \sqrt{5244^2 \cdot 0.8^2 - 152^2} + \sqrt{2006^2 \cdot 0.8^2 - 58^2} = 4192.4 + 1603.8 = 5796 \quad H;$$

$$T_0 = [14500 \cdot 0.029 + 0.5 \cdot 0.48 \cdot 1.24 \cdot 1.27 \cdot 1.48 \cdot 20^2] \cdot 0.3 = 193 \quad H \cdot m;$$

$$T' = T'' = 130/2 \quad H \cdot m;$$

$$R'_{x2} = \frac{96.5 - 4920 \cdot 0.029 \cdot 0.3}{0.3} = 177 \quad H;$$

$$R''_{x2} = \frac{96.5 - 2330 \cdot 0.029 \cdot 0.3}{0.3} = 254 \quad H;$$

$$R_{y2} = \sqrt{4920^2 \cdot 0.8^2 - 177^2} + \sqrt{2330^2 \cdot 0.8^2 - 254^2} = 3935.3 + 1858 = 5793 \quad H;$$

$$F_1 = \frac{14500}{9.8} \cdot \frac{20^2}{100} \cdot \frac{1.2}{2.4} + [(152 - 58) + (149 - 74)] \cdot \frac{1.27}{2 \cdot 2.4} = 2959.2 + 44.7 = 3004 \quad H;$$

$$F_2 = \frac{14500}{9.8} \cdot \frac{20^2}{100} \cdot \frac{1.2}{2.4} - [(152 - 58) + (149 - 74)] \cdot \frac{1.27}{2 \cdot 2.4} = 2959.2 - 44.7 = 2915 \quad H;$$

$$K_1 = \frac{5796 - 3004}{5796} = 0.48; \quad K_2 = \frac{5793 - 2915}{5793} = 0.5; \quad K_{zy} = \frac{0.5}{0.48} - 1 = 0.0417 > 0.$$

Выводы: Факторы, улучшающие устойчивость:

- Применение дифференциала с ограниченным внутренним трением, вследствие того, что на внутреннем к центру поворота колесе касательная реакция больше, чем на внешнем, в плоскости дороги появляется момент, увеличивающий боковую нагрузку на переднюю ось и уменьшающий боковую нагрузку на заднюю ось. Поскольку занос задней оси более опасен, применение самоблокирующихся дифференциалов в заднем ведущем мосту существенно повышает поперечную устойчивость автомобиля.

- $L_1 < L_2$ – центр масс смещен вперед;
- $C_1 > C_2$ – угловая жесткость передней подвески больше;
- Уменьшение f_r ;
- Боковой центр парусности смещен вперед.

Самостоятельно: Реакция автомобиля на изменение подачи топлива (перераспределение вертикальных реакций вызывает изменение запасов поперечных реакций, что может привести к срыву автомобиля в занос).

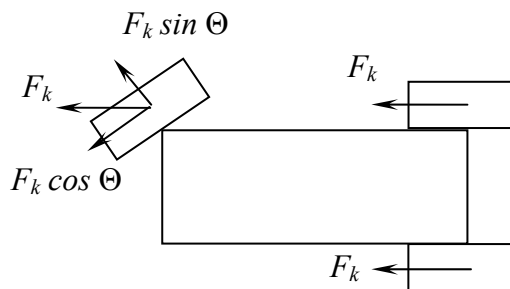
9. Управляемость автомобиля

9.1. Общие сведения

Управляемость – способность автомобиля при движении **точно следовать** повороту управляемых колес.

Существует 3 основных способа изменения траектории автомобиля:

- Притормаживание колес одного борта и/или увеличение скорости колес другого борта. Такой способ поворота обязательно сопровождается боковым скольжением шин и, как следствие, повышенным износом шин.
- Поворот за счет излома шарнирно сочлененной рамы Создает большие компоновочные сложности и усложняет подвод крутящего момента к задним осям.
- Отклонение плоскости вращения управляемых колес (наиболее распространенная схема).



Условия движения автомобиля в заданном направлении:

$F_k \cdot \cos \Theta \geq R_z \cdot f$ – возможность движения;

$F_k \cdot \sin \Theta < R_z \cdot \sqrt{\varphi^2 - f^2}$ – условие заноса.

$$\frac{R_z \cdot f}{\cos \Theta} \leq F_k < \frac{R_z \cdot \sqrt{\varphi^2 - f^2}}{\sin \Theta}.$$

Как правило в большинстве реальных условий движения коэффициент сопротивления качению на порядок меньше величины коэффициента сцепления, условие движения колеса в направлении плоскости вращения его диска выполняется. Исключение составляют нетипичные условия движения, когда коэффициент сопротивления качению будет близок по величине к коэффициенту сцепления, например, на вязкой пашне.

Пример: Автомобиль поворачивает на пашне
 $f = 0.103$; $\varphi = 0.3$; $\Theta = 30^\circ$; $R_z = 3625 \text{ Н}$.

$$\frac{3625 \cdot 0.103}{\cos 30} \leq F_k < \frac{3625 \cdot \sqrt{0.3^2 - 0.103^2}}{\sin 30}$$

$2042.8 \leq F_k < 431.1$ – условие не выполнено.

9.2. Рулевая трапеция

У твердого тела, каким и является автомобиль, может быть только один мгновенный центр поворота. Если повернуть передние колеса на один и тот же угол, то фактический мгновенный центр не совпадет с точкой пересечения перпендикуляров к векторам скоростей повернутых колес, а, следовательно, появится боковое скольжение обоих повернутых колес. Это плохо сказывается на управляемости и приведет к повышенному износу шин.

Для исключения такого явления управляемые колеса должны быть повернуты на разные углы таким образом, чтобы перпендикуляры к плоскостям дисков колес пересекались в одной точке.

$$\text{Из } \triangle AOB \quad \operatorname{ctg} \Theta_H = \frac{OB}{AB};$$

$$\text{Из } \triangle DOS \quad \operatorname{ctg} \Theta_{BH} = \frac{OS}{DS};$$

$$AB = DS = L.$$

Отсюда требуемое соотношение углов поворота управляемых колес оси определится следующим образом:

$$\operatorname{ctg} \Theta_H - \operatorname{ctg} \Theta_{BH} = \frac{OB - OS}{DS} = \frac{B}{L}.$$

Пример:

M2140 $B = 1,27$ м; $L = 2,4$ м; $R_K = 5$ м.

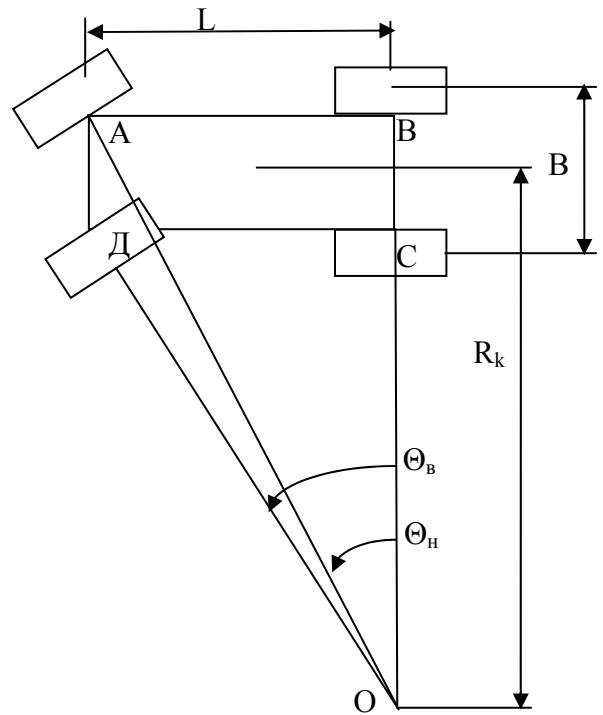
$$\operatorname{ctg} \Theta_H - \operatorname{ctg} \Theta_{BH} = 1,27/2,4 = 0,53.$$

$$\Theta_{BH} = \operatorname{arccctg} (L/(R_K - 0,5 \cdot B)).$$

$$\Theta_{BH} = \operatorname{arccctg} (2,4/(5 - 0,5 \cdot 1,27)) = 28,8^\circ.$$

$$\Theta_H = \operatorname{arccctg} (L/(R_K + 0,5 \cdot B)).$$

$$\Theta_{BH} = \operatorname{arccctg} (2,4/(5 + 0,5 \cdot 1,27)) = 23^\circ.$$



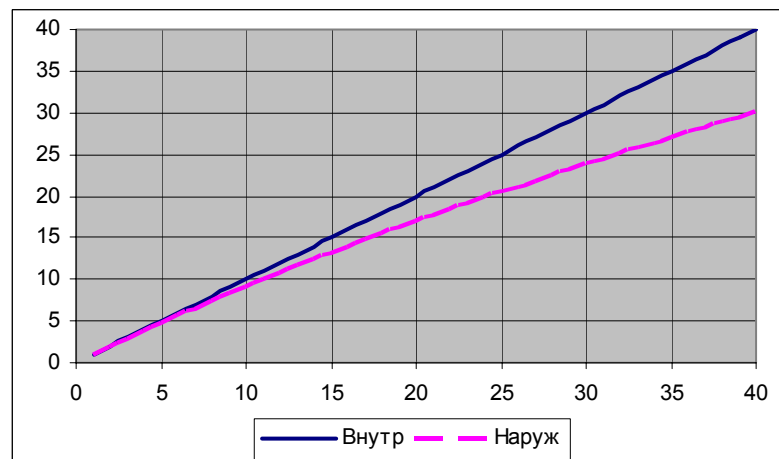
Для выполнения условия соотношения углов поворота колес необходимо применение 16 – звенного механизма.

В большинстве случаев идут на компромисс: применяют 4^х звенный механизм...

При малых скоростях выполняют *маневрирование*.

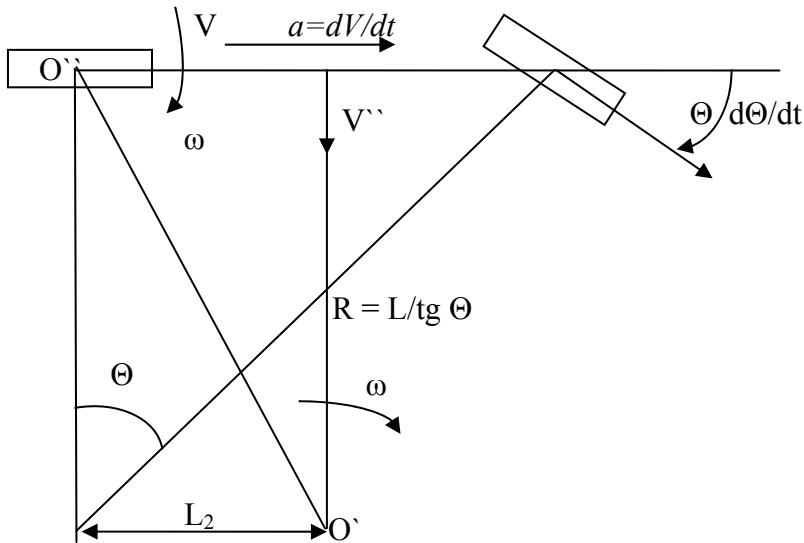
При больших скоростях – *подруливание*.

Большие погрешности возникают только при больших углах поворота (т.е. на малых скоростях).



9.3. Динамика автомобиля на жестких колесах

Найдем боковые силы (реакции $R_{y1,2}$), действующие на каждую ось.
Рассмотрим «велосипедную» схему.



Поворот ц.м. автомобиля можно представить в виде суммы двух поворотов относительно O' со скоростью ω и относительно O'' также со скоростью ω :

$$a' = V^2/R.$$

$$V'' = \omega \cdot L_2;$$

$$a'' = dV''/dt = d(\omega L_2)/dt.$$

$$\text{Т.к. } \omega = V/R = V \cdot \text{tg} \Theta / L.$$

Найдем производную произведения:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{dV}{dt} \cdot \frac{\text{tg} \Theta}{L} + \frac{V}{L} \cdot \frac{1}{\cos^2 \Theta} \cdot \frac{d\Theta}{dt}$$

$$\cos \Theta = \frac{R}{\sqrt{R^2 + L^2}} \rightarrow \cos^2 \Theta = \frac{R^2}{R^2 + L^2}$$

Тогда

$$a'' = \frac{L_2}{L} \frac{dV}{dt} \cdot \frac{L}{R} + \frac{L_2}{L} \cdot \frac{R^2 + L^2}{R^2} \cdot V \cdot \frac{d\Theta}{dt}.$$

$$\text{Полное боковое ускорение } a_y = a' + a'' = \frac{V^2}{R} + \frac{L_2}{R} \frac{dV}{dt} + \frac{L_2}{L} \cdot \frac{R^2 + L^2}{R^2} \cdot V \cdot \frac{d\Theta}{dt}.$$

Боковая сила $F_y = m \cdot a_y$.

Реакции на передней и задней оси зависят от распределения боковой силы и момента инерции автомобиля:

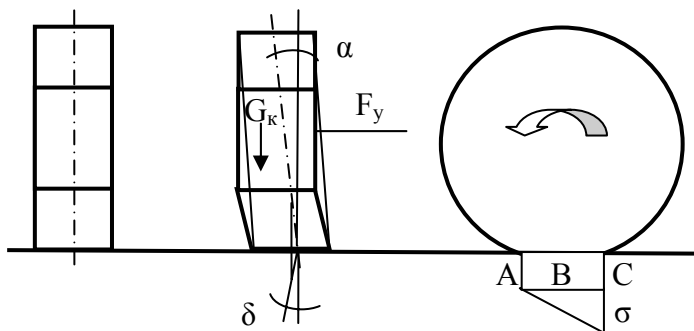
$$R_{y1} = F_y \cdot \frac{L_2}{L} + \frac{M_z}{L}; \quad R_{y2} = F_y \cdot \frac{L_1}{L} - \frac{M_z}{L},$$

где $M_z = J_z d\omega/dt$.

Для увеличения боковой устойчивости автомобиля необходимо в первую очередь снизить боковую нагрузку на заднюю ось, один из вариантов уменьшения боковой нагрузки на заднюю ось R_2 – увеличение момент инерции автомобиля J_z .

Для того, чтобы Динамика автомобиля на эластичных колесах

9.3.1. Силовой увод шины



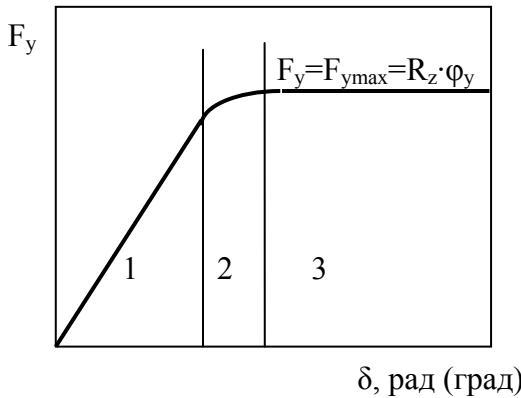
Под воздействием боковой силы F_y боковая дорожка колеса деформируется – образуется угол наклона боковой дорожки α .

Если на вращающееся колесо начнет действовать боковая сила, то вектор скорости колеса отклонится от первоначального на некий угол δ – угол силового увода (угол между линией пересечения плоскости вращения

колеса с дорогой и вектором скорости колеса):

Пояснение к схеме:

- т. А – Беговая дорожка только вошла в контакт с дорогой и пока не деформирована;
- т. В – середина контакта беговая дорожка деформирована на некоторую величину;
- т. С – конец зоны контакта – максимальная деформация беговой дорожки.



Увод колеса с эластичной шиной зависит от боковой силы:

- 1 – зона чистого увода – сила пропорциональна углу увода
- 2 – зона увода со скольжением
- 3 – зона чистого скольжения (занос):

$$F_y = F_{y\max} = R_z \cdot \phi_y$$

Вторая зона крайне не устойчивая, поэтому ею часто пренебрегают.

В зоне чистого увода вводят **коэффициент сопротивления уводу**:

$$\delta = \frac{F_y}{K_\delta} \text{ [рад]} \Rightarrow K_\delta = \frac{F_y}{\delta} \text{ [Н/рад]}.$$

Пример: шина 6,45 – 13 $K_\delta = 36000$ Н/рад.

При нормальных условиях (ведомый режим при паспортной (номальной) вертикальной нагрузке) задают $K_{\delta n}$.

В очень большом приближении только при отсутствии опытных данных $K_{\delta n}$ допустимо определять:

$$K_{\delta n} = 780 \cdot B_{ш} \cdot (d + 2B_{ш}) \cdot (p_{ш} + 98) \text{ – для радиальных шин};$$

$$K_{\delta n} = 500 \cdot B_{ш} \cdot (d + 2B_{ш}) \cdot (p_{ш} + 98) \text{ – для диагональных шин},$$

где $p_{ш}$ – давление в шине, кПа; $B_{ш}$ – ширина профиля шины, м; d – посадочный диаметр шины, м.

Коэффициент сопротивления уводу K_δ зависит от:

- конструкции шины (радиальная жестче диагональной);
- давления в шине: с увеличением давления растет K_δ ;
- продольной реакции R_x :

$$K_\delta = K_{\delta n} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{R_x}{R_{x\max}} \right)^2}$$

т.к. $R_{x\max} = R_z \cdot \phi_x$, то

$$K_\delta = K_{\delta n} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{R_x}{R_z \cdot \phi_x} \right)^2}.$$

$$\text{или } K_\delta = K_{\delta n} \cdot q_x$$

$$R_x = 0,20 \cdot R_{x\max} \rightarrow K_\delta = 0,979 \cdot K_{\delta 0}$$

$$R_x = 0,40 \cdot R_{x\max} \rightarrow K_\delta = 0,916 \cdot K_{\delta 0}$$

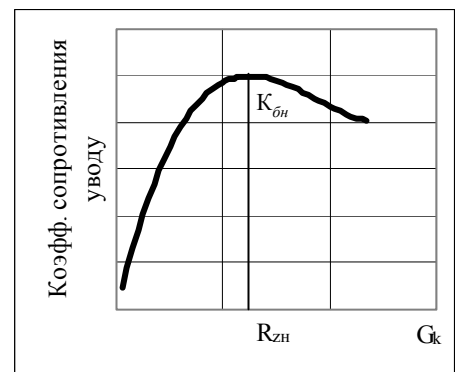
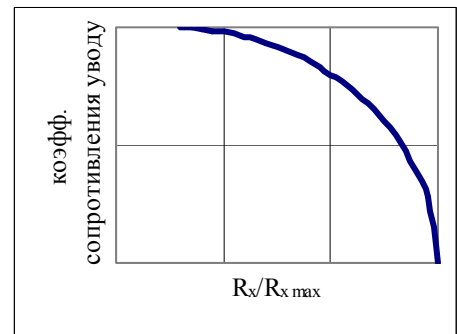
$$R_x = 0,60 \cdot R_{x\max} \rightarrow K_\delta = 0,800 \cdot K_{\delta 0}$$

$$R_x = 0,80 \cdot R_{x\max} \rightarrow K_\delta = 0,600 \cdot K_{\delta 0}$$

- нормальной реакции R по Литвинову:

$$K_\delta = K_{\delta n} \cdot \left[2,4 \cdot \frac{R_z}{R_{zn}} - 1,8 \cdot \left(\frac{R_z}{R_{zn}} \right)^2 + 0,4 \cdot \left(\frac{R_z}{R_{zn}} \right)^3 \right]$$

$$K_\delta = K_{\delta n} \cdot q_z$$



$$R_z = -20\% \rightarrow K_\delta = 0,973 \cdot K_{\delta H}$$

$$R_z = +20\% \rightarrow K_\delta = 0,979 \cdot K_{\delta H}$$

R_{zH} – номинальная нагрузка на колесо.

$$K_\delta = K_{\delta H} \cdot q_x \cdot q_z$$

Выводы:

1. Колесо в ведущем режиме имеет K_δ меньше, чем в ведомом.
2. При номинальной вертикальной нагрузке колесо имеет максимальный коэффициент сопротивления уводу.
3. Коэффициент сопротивления уводу оси в целом равен сумме коэффициентов сопротивления силовому уводу колес:

$$\delta_i^c = \frac{F_{yi}}{K_\delta + K_\delta} - \text{силовой увод оси (только за счет эластичности шин)}.$$

4. Коэффициент сопротивления силовому уводу оси всегда уменьшается при крене кузова. Уменьшение тем существеннее, чем больше угловая жесткость подвески.

Пример:

$$R_{z1H} = 5200 \text{ Н}; R_{z1B} = 2050 \text{ Н}; R_{zH} = 3625 \text{ Н}; K_{\delta H} = 31500 \text{ Н/рад}; R_x' = 148 \text{ Н}; R_x'' = 75 \text{ Н}.$$

$$K_{\delta 1H} = 31500 \cdot \left[2,4 \cdot \frac{5200}{3625} - 1,8 \cdot \left(\frac{5200}{3625} \right)^2 + 0,4 \cdot \left(\frac{5200}{3625} \right)^3 \right] = 28966 \text{ Н / рад};$$

$$K_{\delta 1B} = 31500 \cdot \left[2,4 \cdot \frac{2050}{3625} - 1,8 \cdot \left(\frac{2050}{3625} \right)^2 + 0,4 \cdot \left(\frac{2050}{3625} \right)^3 \right] = 26899 \text{ Н / рад};$$

$$K_\delta' = 28966 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{148}{5200 \cdot 0,8} \right)^2} = 28947 \text{ Н/рад};$$

$$K_\delta'' = 26899 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{75}{2050 \cdot 0,8} \right)^2} = 26871 \text{ Н/рад}.$$

$$\frac{28947 + 26871}{31500 + 31500} = \frac{55818}{63000} = 0,886.$$

Коэффициент сопротивления силовому уводу двух колес уменьшается на 11,4 %. (и это всего-то в ведомом режиме!!! В ведущем или тормозном режиме снижение K_δ существенно больше).

9.3.2. Кинематический увод шины

Крен кузова может вызвать наклон плоскости вращения колеса. Наклон колеса определяется кинематикой подвески.

1. *Зависимая подвеска.* Крен кузова не вызывает наклона плоскости вращения колес (за счет кинематики). Однако перераспределение вертикальных реакций приводит к различной деформации колес, а, следовательно, и к наклону оси.

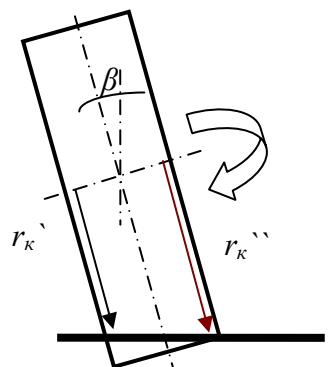
2. *Независимая подвеска на двойных поперечных рычагах (так же и на продольных).* Колесо кренится в сторону крена кузова.

3. *Независимая подвеска на одном поперечном рычаге.* Колесо кренится в сторону, противоположную крену кузова.

4. *Макферсон.* Промежуточное положение между 1 и 2.

Угол крена β колеса связан с углом крена γ кузова коэффициентом пропорциональности K_γ :

$$\beta = K_\gamma \cdot \gamma,$$



Для подвески на дв. поперечных рачагах $K_\gamma = 0,8$.

Для макферсона $K_\gamma = 0,6$;

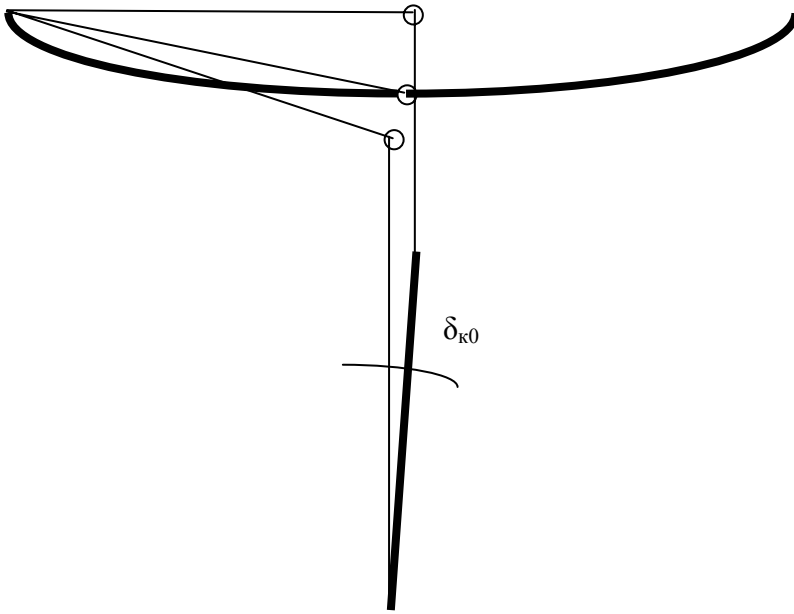
на одном поперечном $K_\gamma < 0$

Наклон колеса приводит к кинематическому уводу. $\delta = K_\beta \cdot \beta$,

где K_β – коэффициент кинематического увода шины, $K_\beta = 0,2$ (для 6,45–13)

т.к. $\beta = K_\gamma \cdot \gamma$, то $\delta_{\text{кк}} = K_\beta \cdot K_\gamma \cdot \gamma$

9.3.3. Кинематический увод оси



$\delta_{\text{к0}}$ – кинематический увод оси вызван разворотом оси при крене кузова

$$\delta_{\text{к0}} = K_\Sigma \cdot \gamma,$$

где K_Σ – характеристика подвески (коэффициент, численно равный углу поворота оси автомобиля при поперечном крене 1°)

Общий увод оси автомобиля:

$$\delta_i = \delta_i^c + \delta_{\text{кк}} + \delta_{\text{к0}} = \frac{F_y}{K_{\delta i} + K_{\delta i}''} + K_\beta \cdot K_\gamma \cdot \gamma + K_\Sigma \cdot \gamma.$$

Учитывая

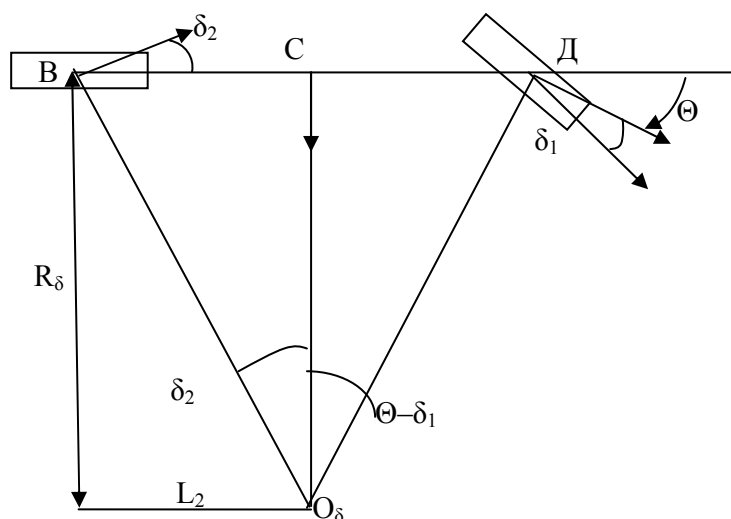
$$F_y = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{L_{3-i}}{L} \pm \sum_{i=1,2} R_{x1,2}'' \cdot \frac{B}{2 \cdot L}$$

(см. 8.5) и $\gamma = \frac{\frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot h_{\text{кр}}}{C_1 + C_2 - G_a \cdot h_{\text{кр}}} \quad (\text{см. 8.4.3})$

получим

$$\begin{aligned} \delta_i &= \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{L_{3-i}}{L} \cdot \left(\frac{1 \pm \sum_{i=1,2} R_{x1,2}'' \cdot \frac{B}{2 \cdot L}}{K_{\delta i} + K_{\delta i}''} + \frac{K_\beta \cdot K_\gamma \cdot h_{\text{кр}} \cdot L}{(C_1 + C_2 - G_a \cdot h_{\text{кр}}) \cdot L_{3-i}} + \frac{K_\Sigma \cdot h_{\text{кр}} \cdot L}{(C_1 + C_2 - G_a \cdot h_{\text{кр}}) \cdot L_{3-i}} \right) \\ &= \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{L_{3-i}}{L} \cdot \underbrace{\left(\frac{1 \pm \sum_{i=1,2} R_{x1,2}'' \cdot \frac{B}{2 \cdot L}}{K_{\delta i} + K_{\delta i}''} + \frac{(K_\beta \cdot K_\gamma + K_\Sigma) \cdot h_{\text{кр}} \cdot L}{(C_1 + C_2 - G_a \cdot h_{\text{кр}}) \cdot L_{3-i}} \right)}_{1/K_i} \\ &\delta_i = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{L_{3-i}}{L} \cdot \left(\frac{1}{K_i} \right) \Rightarrow \boxed{\delta_i = \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \frac{G_i}{K_i}} \end{aligned}$$

где K_i – эквивалентный коэффициент сопротивления уводу оси; + для передней оси; – для задней оси; $\sum_{i=1,2} R'_{x1,2} = (R'_{x1} - R''_{x1}) + (R''_{x2} - R'_{x2})$



9.4. Поворот автомобиля на эластичных колесах

$\delta_{1,2}$ – суммарный увод передней и задней оси.

$$\text{Из } \Delta O_8CD: \quad tg(\Theta - \delta_l) = \frac{CD}{O_8C};$$

$$\text{ИЗ } \Delta O_8CB: \quad tg\delta_l = \frac{CB}{O_8C};$$

$$\text{Тогда } tg(\Theta - \delta_l) + tg\delta_2 = \frac{BC + CD}{O_\delta C} = \frac{L}{R_\delta};$$

$$R_{\delta} = \frac{L}{tg(\Theta - \delta_1) + tg\delta_2} \text{ или для малых углов:}$$

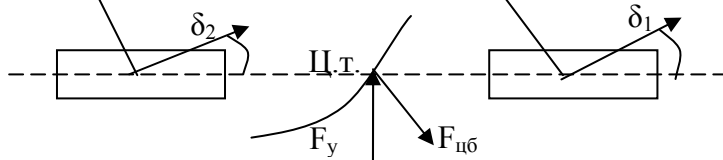
$$R_\delta = \frac{L}{\Theta - \delta_l + \delta_2}$$

Примечание: При движении на жестких колесах $R_\delta = L/\theta$.

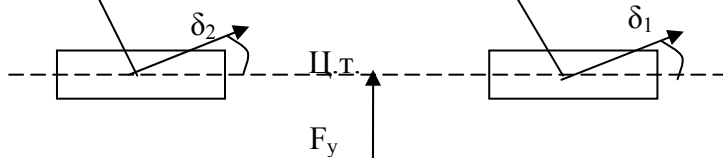
Выводы:

1. Если увод передней оси больше $\delta_1 > \delta_2$, то радиус поворота растет $R_\delta > R_{ж}$. Такие автомобили называют автомобилями с **недостаточной поворачиваемостью**.
2. Если увод осей одинаков $\delta_1 = \delta_2$, то радиус поворота на эластичных колесах равен радиусу поворота на жестких: $R_\delta = R_{ж}$. Такие автомобили называют автомобилями с **нейтральной поворачиваемостью**.
3. Если увод передней оси меньше $\delta_1 < \delta_2$, то радиус поворота уменьшается $R_\delta < R_{ж}$. Такие автомобили называют автомобилями с **избыточной поворачиваемостью**.

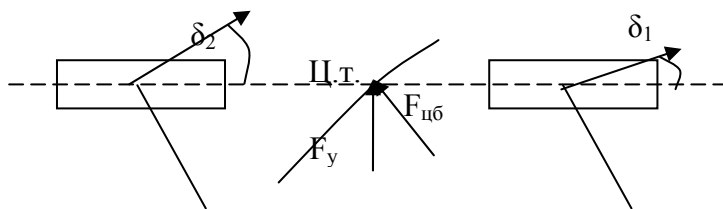
Поворачиваемость автомобиля сказывается не только в повороте, но и при прямолинейном движении, если есть воздействие боковой силы (ветер, склон):

1. Недостаточная поворачиваемость $\delta_1 > \delta_2$:

При воздействии боковой силы появляется центробежная сила, которая гасит возмущение. Автомобиль устойчив. Курс немного меняется, но коррекция рулем компенсирует это изменение. Автомобиль движется прямо, но передние колеса немного повернуты.

2. Нейтральная поворачиваемость $\delta_1 = \delta_2$:

Автомобиль боком «сползает» с дороги. Коррекция рулем легко компенсирует возмущение. Автомобиль движется «немного боком» к курсу.

3. Избыточная поворачиваемость $\delta_1 < \delta_2$:

При воздействии боковой силы появляется центробежная сила, которая **не** гасит возмущение. Автомобиль не устойчив. Курс меняется, коррекция рулем возможно (не всегда) компенсирует это изменение. Автомобиль движется боком, передние колеса повернуты.

Вывод: Современный скоростной автомобиль при любой загрузке должен иметь *определенную* недостаточную поворачиваемость.

9.5. Комплексная оценка управляемости автомобиля

9.5.1. Коэффициент недостаточной поворачиваемости

Увод оси определяется эквивалентным (т.е. суммарным, учитывающим все виды увода оси) коэффициентом сопротивления боковому уводу:

$$\delta_1 = \frac{F_y}{K_1} = \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \frac{G_1}{K_1} \quad \text{и} \quad \delta_2 = \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \frac{G_2}{K_2}.$$

$$R_\delta = \frac{L}{\Theta - \delta_1 + \delta_2} = \frac{L}{\Theta - \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \left(\frac{G_1}{K_1} - \frac{G_2}{K_2} \right)}.$$

$$K_{\text{ндп}} = \frac{G_1}{K_1} - \frac{G_2}{K_2} \text{ — коэффициент недостаточной поворачиваемости.}$$

$K_{\text{ндп}} > 0$ — недостаточная поворачиваемость;

$K_{\text{ндп}} = 0$ — нейтральная поворачиваемость;

$K_{\text{ндп}} < 0$ — избыточная поворачиваемость.

Замечание: $K_{\text{н\ddot{o}n}}$ – величина размерная [рад], следовательно, субъективная. Использовать этот коэффициент целесообразно при оценке влияния различных конструктивных факторов на поворачиваемость конкретного автомобиля. Сравнивать разные автомобили этим коэффициентом нельзя.

9.5.2. Коэффициент запаса управляемости

На базе автомобиля можно найти такую точку, которую будем называть **центром боковых реакций (ЦБР)**. Если к ЦБР приложить боковую силу, то уводы осей будут равны $\delta_1 = \delta_2$.

$$\delta_1 = \frac{F_{y1}}{K_1} \quad \text{и} \quad \delta_2 = \frac{F_{y2}}{K_2}.$$

Найдем силы:

$$F_{y1} = F_y \cdot \frac{L_{\delta 2}}{L} \quad \text{и} \quad F_{y2} = F_y \cdot \frac{L_{\delta 1}}{L}.$$

Тогда

$$\delta_1 = F_y \frac{L_{\delta 1}}{L \cdot K_2} \quad \text{и} \quad \delta_2 = F_y \frac{L_{\delta 2}}{L \cdot K_1}.$$

Учитывая, что $\delta_1 = \delta_2$ и $L_{\delta 1} = L - L_{\delta 2}$, получим:

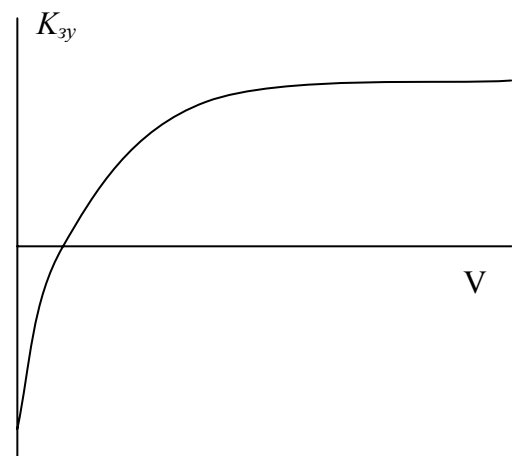
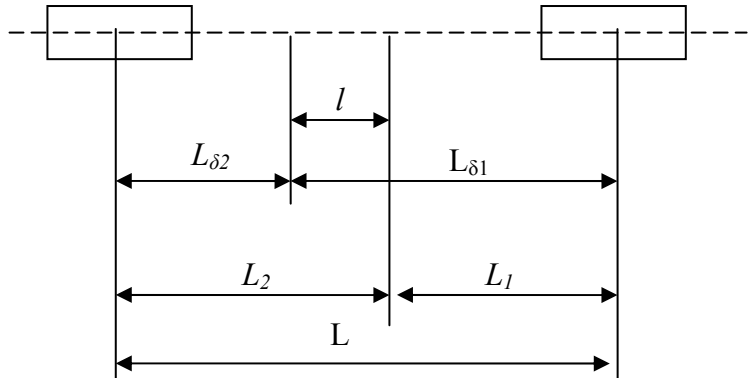
$$\frac{L - L_{\delta 2}}{K_2} = \frac{L_{\delta 2}}{K_1} \quad \Rightarrow \quad L_{\delta 2} = L \cdot \frac{K_1}{K_1 + K_2} \quad \text{и} \quad L_{\delta 1} = L \cdot \frac{K_2}{K_1 + K_2}.$$

Замечание: Смещение ЦБР относительно ЦМ к задней оси означает недостаточную поворачиваемость. Такое смещение считают положительным.

$$K_{zy} = \frac{l}{L} \quad \text{– коэффициент запаса управляемости.}$$

Идеальный вид характеристики $\rightarrow$

Такая характеристика возможна у полноуправляемых автомобилей, т.е. автомобилей у которых все колеса управляемые: на малых скоростях у автомобиля должна быть избыточная поворачиваемость (для повышения маневренности), а на больших скоростях – недостаточная (задние колеса поворачиваются в сторону поворота). Необходимое соотношение углов поворота колес можно описать эмпирической формулой, предложенной японским ученым Сано:



$$\left\{ \Theta = \frac{L}{R} - \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \left(\frac{G_1}{K_1} - \frac{G_2}{K_2} \right) \right\} \Rightarrow \boxed{\frac{\Theta_2}{\Theta_1} = \frac{-L_2 + \frac{V^2}{g} \cdot \frac{G_2}{K_2}}{L_1 + \frac{V^2}{g} \cdot \frac{G_1}{K_1}}} - \text{формула Сано.}$$

9.5.3. Статическая чувствительность автомобиля к управлению

Введем передаточную функцию:

$W = X_{\text{вых}}/X_{\text{вх}}$ – **статическая чувствительность автомобиля к управлению.**

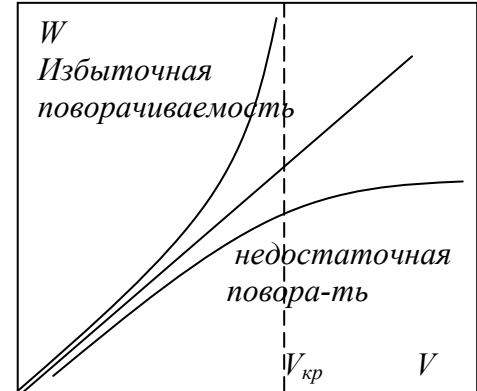
Входной сигнал – Θ – угол поворота колес

Для малых углов допустим, что $\text{tg } \Theta = \Theta = L/R$.

Выходной сигнал – $\omega = V/R$ – угловая скорость автомобиля.

$$W = \omega/\Theta \quad \rightarrow \quad W = V/R \cdot R/L = V/L.$$

Для автомобиля на эластичных колесах статическая чувствительность автомобиля к управлению будет выглядеть следующим образом:



$$\text{ранее получено (см. 9.6.1)} \quad R = \frac{L}{\Theta - \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \left(\frac{G_1}{K_1} - \frac{G_2}{K_2} \right)}$$

$$\text{откуда} \quad \Theta = \frac{L}{R} + \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \left(\frac{G_1}{K_1} - \frac{G_2}{K_2} \right)$$

$$\text{тогда} \quad W = \frac{\omega}{\Theta} = \frac{\frac{V}{R}}{\frac{L}{R} + \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \left(\frac{G_1}{K_1} - \frac{G_2}{K_2} \right)}$$

или

$$\boxed{W = \frac{V}{L + \frac{V^2}{g} \cdot K_{\text{ндп}}}}$$

Рассмотрим различные условия:

а) Автомобиль имеет избыточную поворачиваемость. При внешнем возмущении происходит занос автомобиля, т.е. радиус поворота равен нулю:

$$\Theta = \frac{L}{R} + \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot \left(\frac{G_1}{K_1} - \frac{G_2}{K_2} \right) \quad \rightarrow \quad R = \frac{L}{\Theta} + \frac{V^2}{g \cdot \Theta} \cdot \left(\frac{G_2}{K_2} - \frac{G_1}{K_1} \right) = 0$$

$$L + \frac{V^2}{g} \cdot \left(\frac{G_2}{K_2} - \frac{G_1}{K_1} \right) = 0$$

$$\boxed{V_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{g \cdot L}{\frac{G_2}{K_2} - \frac{G_1}{K_1}}}}$$

– **критическая скорость** – скорость, при которой радиус поворота равен

нулю – полная потеря управляемости. При создании автомобиля в том случае, если он в силу ряда причин имеет избыточную поворачиваемость,

мость, критическая по управляемости скорость должна быть выше максимально возможной скорости автомобиля ($V_{max} < V_{кр}$)

б) Автомобиль имеет недостаточную поворачиваемость. При внешнем возмущении происходит увеличение радиуса поворота автомобиля.

Ограничим увеличение радиуса движения автомобиля не более двух раз, тогда:

$$R = \frac{L}{\Theta} + \frac{V^2}{g \cdot \Theta} \cdot \left(\frac{G_1}{K_1} - \frac{G_2}{K_2} \right) = \frac{2L}{\Theta} \quad \rightarrow \quad \frac{V^2}{g \cdot \Theta} \cdot \left(\frac{G_1}{K_1} - \frac{G_2}{K_2} \right) = \frac{L}{\Theta}$$

$$V_{хар} = \sqrt{\frac{g \cdot L}{\frac{G_1}{K_1} - \frac{G_2}{K_2}}} - \text{характерная скорость} - \text{скорость, при которой радиус поворота уве-}$$

личивается вдвое, что существенно затрудняет управление автомобилем.

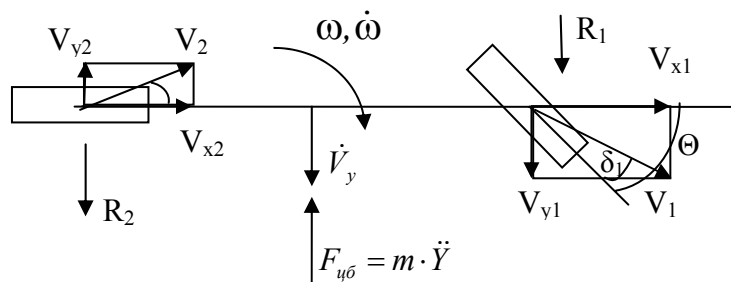
Вывод: 1. При избыточной поворачиваемости максимальная скорость автомобиля должна быть значительно меньше критической $V_{max} \ll V_{кр}$.

2. При недостаточной поворачиваемости максимальная скорость автомобиля не должна превышать характерной скорости $V_{max} < V_{хар}$.

При недостаточной поворачиваемости для увеличения $V_{хар}$ можно снижать K_2 или увеличивать K_1 .

9.6. Динамика поворота автомобиля на эластичных колесах

9.6.1. Общий случай



Рассмотрим два последовательных положения автомобиля через интервал времени Δt и спроецируем новые скорости на старые, затем вычтем старые: $\Delta \bar{V}_y = (V_y + \Delta V_y) \cdot \cos \Delta \varphi + (V_x + \Delta V_x) \cdot \sin \Delta \varphi - V_y$;

Т.к. $\Delta t \rightarrow 0$, то $\Delta \varphi \rightarrow 0 \Rightarrow \cos \Delta \varphi \rightarrow 1$, $\sin \Delta \varphi \rightarrow \Delta \varphi$, тогда получим

$\Delta \bar{V}_y = V_y + \Delta V_y + V_x \cdot \Delta \varphi + \Delta V_x \cdot \Delta \varphi - V_y$ четвертым членом пренебрегаем и берем производную:

$$\ddot{Y} = \frac{\Delta \bar{V}_y}{\Delta t} = \frac{\Delta V_y}{\Delta t} + V_x \frac{\Delta \varphi}{\Delta t} \rightarrow \boxed{\ddot{Y} = \dot{V}_y + V_x \cdot \omega} - \text{полное боковое ускорение.}$$

$$\begin{cases} m \ddot{Y} = R_1 + R_2 \\ J_z \dot{\omega} = R_1 \cdot l_1 - R_2 \cdot l_2 \end{cases} - \text{равновесие сил и моментов сил;}$$

$$\begin{cases} m(\dot{V}_y + V_x \cdot \omega) = K_1 \cdot \delta_1 + K_2 \cdot \delta_2 \\ J_z \dot{\omega} = K_1 \cdot \delta_1 \cdot l_1 - K_2 \cdot \delta_2 \cdot l_2 \end{cases}$$

Найдем $\delta_{1,2}$ и $R_{1,2}$.

$$\Theta - \delta_l = \operatorname{tg}(\Theta - \delta_l) = \frac{V_{yl}}{V_x}, \text{ учитывая } V_{yl} = V_y + l_l \cdot \omega \quad \text{получим}$$

$$\delta_l = \Theta - \frac{V_{yl}}{V_x} = \Theta - \frac{V_y}{V_x} - \frac{l_l}{V_x} \cdot \omega;$$

$$\text{учитывая } V_{y2} = l_l \cdot \omega - V_y \text{ получим} \quad \delta_2 = \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{V_{y2}}{V_x} = \frac{l_2}{V_x} \cdot \omega - \frac{V_y}{V_x}.$$

$$R_l = K_l \cdot \Theta - \frac{K_l}{V_x} \cdot V_y - \frac{K_l \cdot l_l}{V_x} \cdot \omega;$$

$$R_2 = \frac{K_2 \cdot l_2}{V_x} \cdot \omega - \frac{K_2}{V_x} \cdot V_y.$$

Теперь система уравнений примет вид:

$$\begin{cases} m(\dot{V}_y + V_x \cdot \omega) = K_l \cdot \Theta - \frac{K_l}{V_x} \cdot V_y - \frac{K_l \cdot l_l}{V_x} \cdot \omega + \frac{K_2 \cdot l_2}{V_x} \cdot \omega - \frac{K_2}{V_x} \cdot V_y \\ J_z \dot{\omega} = K_l \cdot l_l \cdot \Theta - \frac{K_l \cdot l_l}{V_x} \cdot V_y - \frac{K_l \cdot l_l^2}{V_x} \cdot \omega - \frac{K_2 \cdot l_2^2}{V_x} \cdot \omega + \frac{K_2 \cdot l_2}{V_x} \cdot V_y \end{cases}$$

перегруппируем уравнения:

$$\begin{cases} m \cdot \dot{V}_y + m \cdot V_x \cdot \omega + \frac{K_l + K_2}{V_x} \cdot V_y + \frac{K_l \cdot l_l - K_2 \cdot l_2}{V_x} \cdot \omega = K_l \cdot \Theta \\ J_z \dot{\omega} + \frac{K_l \cdot l_l - K_2 \cdot l_2}{V_x} \cdot V_y + \frac{K_l \cdot l_l^2 + K_2 \cdot l_2^2}{V_x} \cdot \omega = K_l \cdot l_l \cdot \Theta \end{cases}$$

Разделим первое уравнение на m , а второе на J_z и сгруппируем первое:

$$\begin{cases} \dot{V}_y + \frac{K_l + K_2}{m \cdot V_x} \cdot V_y + \frac{m \cdot V_x^2 + K_l \cdot l_l - K_2 \cdot l_2}{m \cdot V_x} \cdot \omega = \frac{K_l}{m} \cdot \Theta \\ \dot{\omega} + \frac{K_l \cdot l_l - K_2 \cdot l_2}{J_z \cdot V_x} \cdot V_y + \frac{K_l \cdot l_l^2 + K_2 \cdot l_2^2}{J_z \cdot V_x} \cdot \omega = \frac{K_l \cdot l_l}{J_z} \cdot \Theta \end{cases}$$

Введем коэффициенты $a_{1,2,3,4}$

$$a_1 = \frac{K_l + K_2}{m \cdot V_x}; \quad a_2 = \frac{m \cdot V_x^2 + K_l \cdot l_l - K_2 \cdot l_2}{m \cdot V_x};$$

$$a_3 = \frac{K_l \cdot l_l - K_2 \cdot l_2}{J_z \cdot V_x}; \quad a_4 = \frac{K_l \cdot l_l^2 + K_2 \cdot l_2^2}{J_z \cdot V_x};$$

$$\boxed{\begin{cases} \dot{V}_y + a_1 \cdot V_y + a_2 \cdot \omega = \frac{K_l}{m} \cdot \Theta \\ \dot{\omega} + a_3 \cdot V_y + a_4 \cdot \omega = \frac{K_l \cdot l_l}{J_z} \cdot \Theta \end{cases}} \quad \text{общая система уравнений движения автомобиля.}$$

При анализе динамики движения автомобиля рассматривают три основных процесса:

➤ Рывок руля

$$\Theta = K_\Theta \cdot t,$$

Где K_θ – коэффициент скорости поворота руля.

➤ Переставка.

➤ Синусоида

$$\Theta = A_\theta \cdot \sin \beta t,$$

где A_θ – амплитуда поворота колес, рад; β – частота поворота колес.

9.6.2. Частный случай: прямолинейное движение

При прямолинейном движении $\Theta = 0$:

$$\begin{cases} \dot{V}_y + a_1 \cdot V_y + a_2 \cdot \omega = 0 \\ \dot{\omega} + a_3 \cdot V_y + a_4 \cdot \omega = 0 \end{cases}$$

решение будем искать в виде $V_y = A_1 \cdot e^{\psi t}$ $\omega = A_2 \cdot e^{\psi t}$.

Учитывая $\dot{V}_y = A_1 \cdot \psi \cdot e^{\psi t}$ и $\dot{\omega} = A_2 \cdot \psi \cdot e^{\psi t}$

получим
$$\begin{cases} A_1 \cdot \psi \cdot e^{\psi t} + a_1 \cdot A_1 \cdot e^{\psi t} + a_2 \cdot A_2 \cdot e^{\psi t} = 0 \\ A_2 \cdot \psi \cdot e^{\psi t} + a_3 \cdot A_1 \cdot e^{\psi t} + a_4 \cdot A_2 \cdot e^{\psi t} = 0 \end{cases}$$

сократим $e^{\psi t}$ и сгруппируем:

$$\begin{cases} A_1 \cdot (\psi + a_1) + a_2 \cdot A_2 = 0 \\ A_2 \cdot (\psi + a_4) + a_3 \cdot A_1 = 0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} A_1 \cdot (\psi + a_1) + A_2 \cdot a_2 = 0 \\ A_1 \cdot a_3 + A_2 \cdot (\psi + a_4) = 0 \end{cases}$$

система имеет решение, если определитель равен нулю:

$$D = (a_1 + \psi) \cdot (a_4 + \psi) - a_2 \cdot a_3 = 0;$$

$$\psi^2 + (a_1 + a_4) \cdot \psi + (a_1 \cdot a_4 - a_2 \cdot a_3) = 0;$$

$$\psi = \frac{-(a_1 + a_4)}{2} \pm 2 \cdot \sqrt{\frac{(a_1 + a_4)^2}{4} - (a_1 \cdot a_4 - a_2 \cdot a_3)}.$$

Движение устойчиво, если $\psi < 0$.

$(a_1 + a_4)$ всегда больше 0, следовательно, движение устойчиво, если корень меньше первого члена.

Решение существует, если неотрицательно подкоренное выражение и оно было бы минимальным. Для этого $(a_1 \cdot a_4 - a_2 \cdot a_3) > 0$.

Условие устойчивости: $(a_1 \cdot a_4 - a_2 \cdot a_3) = 0$.

Еще раз запишем:

$$a_1 = \frac{K_1 + K_2}{m \cdot V_x}; \quad a_2 = \frac{m \cdot V_x^2 + K_1 \cdot l_1 - K_2 \cdot l_2}{m \cdot V_x};$$

$$a_3 = \frac{K_1 \cdot l_1 - K_2 \cdot l_2}{J_z \cdot V_x}; \quad a_4 = \frac{K_1 \cdot l_1^2 + K_2 \cdot l_2^2}{J_z \cdot V_x};$$

$$a_1 \cdot a_4 = \frac{K_1 + K_2}{m \cdot V_x} \cdot \frac{K_1 \cdot l_1^2 + K_2 \cdot l_2^2}{J_z \cdot V_x} = \frac{K_1^2 \cdot l_1^2 + K_1 \cdot K_2 \cdot l_2^2 + K_1 \cdot K_2 \cdot l_1^2 + K_2^2 \cdot l_2^2}{m \cdot V_x \cdot J_z \cdot V_x}$$

$$a_2 \cdot a_3 = \frac{m \cdot V_x^2 + K_1 \cdot l_1 - K_2 \cdot l_2}{m \cdot V_x} \cdot \frac{K_1 \cdot l_1 - K_2 \cdot l_2}{J_z \cdot V_x} =$$

$$= \frac{m \cdot V_x^2 \cdot K_1 \cdot l_1 + K_1^2 \cdot l_1^2 - K_2 \cdot l_2 \cdot K_1 \cdot l_1 - m \cdot V_x^2 \cdot K_2 \cdot l_2 - K_2 \cdot l_2 \cdot K_1 \cdot l_1 + K_2^2 \cdot l_2^2}{m \cdot V_x \cdot J_z \cdot V_x}$$

тогда

$$a_1 \cdot a_4 - a_2 \cdot a_3 = K_1^2 \cdot l_1^2 + K_1 \cdot K_2 \cdot l_2^2 + K_1 \cdot K_2 \cdot l_1^2 + K_2^2 \cdot l_2^2 - \\ - (m \cdot V_x^2 \cdot K_1 \cdot l_1 + K_1^2 \cdot l_1^2 - K_2 \cdot l_2 \cdot K_1 \cdot l_1 - m \cdot V_x^2 \cdot K_2 \cdot l_2 - K_2 \cdot l_2 \cdot K_1 \cdot l_1 + K_2^2 \cdot l_2^2) = 0$$

Сократим и сгруппируем:

$$m \cdot V_x^2 \cdot (K_2 \cdot l_2 - K_1 \cdot l_1) + K_1 \cdot K_2 \cdot (l_1^2 + 2 \cdot l_1 \cdot l_2 + l_2^2) = 0$$

$$m \cdot V_x^2 \cdot (K_2 \cdot l_2 - K_1 \cdot l_1) + K_1 \cdot K_2 \cdot (l_1 + l_2)^2 = 0$$

$$m \cdot V_x^2 \cdot (K_2 \cdot l_2 - K_1 \cdot l_1) + K_1 \cdot K_2 \cdot L^2 = 0 \text{ поделим на } K_1 \cdot K_2 \cdot L:$$

$$m \cdot V_x^2 \cdot \left(\frac{l_2}{K_1 \cdot L} - \frac{l_1}{K_2 \cdot L} \right) + L = 0 \Rightarrow V_x^2 = \frac{L \cdot g}{\frac{G_2}{K_2} - \frac{G_1}{K_1}} \Rightarrow V_x = \sqrt{\frac{L \cdot g}{\frac{G_2}{K_2} - \frac{G_1}{K_1}}} - \text{такое}$$

же выражение было получено и ранее.

9.7. Автоколебания управляемых колес вокруг шкворня

Подвеска автомобиля – сложная и взаимосвязанная система: вертикальные колебания вращающегося колеса вызывает гироскопический момент, изменяющий направление качения колеса. Рассмотрим это явление подробнее.

В передней подвеске существует две колебательные системы:

1. Колебания колес (подвески) в плоскости YOZ.

Характеризуется следующими параметрами:

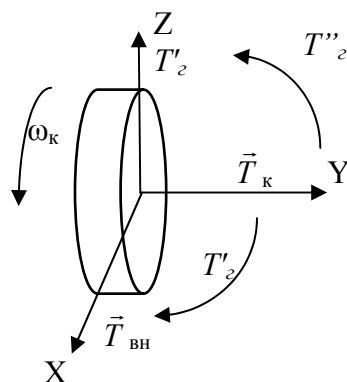
- ψ – угол наклона оси колес (моста);
- C_ψ – угловая жесткость подвески;
- J_ψ – момент инерции оси колес (вокруг оси X);
- $\omega_\psi = \sqrt{\frac{C_\psi}{J_\psi}}$.

2. Колебания колес в плоскости XOY.

Характеризуется следующими параметрами:

- φ – угол поворота колес;
- C_φ – жесткость деталей и рулевого привода в целом;
- J_φ – момент инерции колес и привода вокруг оси Z;
- $\omega_\varphi = \sqrt{\frac{C_\varphi}{J_\varphi}}$.

Эти колебательные системы связаны гироскопическим эффектом



Кинетический момент колеса:

$$A_k = J_k \cdot \omega_k,$$

где момент инерции колеса J_k .

Вектор кинетического момента колеса направлен по оси OY ($\vec{T}_k$).

Угловые колебания подвески происходят в плоскости YOZ. Они вызваны внешним моментом $\vec{T}_{вн}$ (например, неровностями дороги), вектор которого направлен по оси OX.

Возникает гироскопический момент:

$$T'_z = J_k \cdot \omega_k \cdot \dot{\psi} - \text{этот момент «тянет» вектор кинетического момента к вектору внешнего момента –}$$

колесо поворачивается на угол φ . Теперь поворот на φ является внешним моментом. Появляется

второй гироскопический момент: $T''_z = J_K \cdot \omega_K \cdot \dot{\phi}$. Этот момент «тянет» вектор кинетического момента к вектору первого гироскопического момента – **колесо наклоняется на угол $\Delta\psi$** .

Совпадение частоты собственных колебаний системы с частотой внешнего возмущения может привести к резонансу, что не допустимо.

Найдем собственную частоту системы.

$$\begin{cases} J_\psi \cdot \ddot{\psi} + \overbrace{2 \cdot J_K \cdot \omega_K \cdot \dot{\phi}}^{T'_z} + C_\psi \cdot \psi = 0 \\ J_\phi \cdot \ddot{\phi} - \underbrace{2 \cdot J_K \cdot \omega_K \cdot \dot{\psi}}_{T'_z} + C_\phi \cdot \phi = 0 \end{cases}$$

Пусть $\psi = A \sin \Omega t$; $\dot{\psi} = A \Omega \cos \Omega t$; $\ddot{\psi} = -A \Omega^2 \sin \Omega t$

и $\phi = B \sin \Omega t$; $\dot{\phi} = B \Omega \cos \Omega t$; $\ddot{\phi} = -B \Omega^2 \sin \Omega t$.

Из первого уравнения $\frac{A}{B} = \frac{C_\phi - J_\phi \cdot \Omega^2}{2 \cdot J_K \cdot \omega_K \cdot \Omega}$

Из второго уравнения $\frac{A}{B} = \frac{2 \cdot J_K \cdot \omega_K \cdot \Omega}{C_\psi - J_\psi \cdot \Omega^2}$.

Приравняем $\frac{C_\phi - J_\phi \cdot \Omega^2}{2 \cdot J_K \cdot \omega_K \cdot \Omega} = \frac{2 \cdot J_K \cdot \omega_K \cdot \Omega}{C_\psi - J_\psi \cdot \Omega^2}$ откуда

$$\Omega^4 - \Omega^2 \left(\frac{C_\psi}{J_\psi} + \frac{C_\phi}{J_\phi} + \frac{4 \cdot J_K^2 \cdot \omega_K^2}{J_\psi \cdot J_\phi} \right) + \frac{C_\phi}{J_\phi} \cdot \frac{C_\psi}{J_\psi} = 0$$

$$\Omega^4 - \Omega^2 (\omega_\psi^2 + \omega_\phi^2 + H^2) + \omega_\psi^2 \cdot \omega_\phi^2 = 0 \text{ – биквадратное уравнение.}$$

$$H^2 = \frac{4 \cdot J_K^2 \cdot \omega_K^2}{J_\psi \cdot J_\phi} \rightarrow H = \frac{2 \cdot J_K \cdot \omega_K}{\sqrt{J_\psi \cdot J_\phi}} \text{ – коэффициент гироскопической связи.}$$

Корень биквадратного уравнения:

$$\Omega^2 = \omega_\psi^2 + \omega_\phi^2 + H^2 \pm \sqrt{(\omega_\psi^2 + \omega_\phi^2 + H^2)^2 - \omega_\psi^2 \cdot \omega_\phi^2}.$$

Наличие гироскопической связи снижает высшую частоту и повышает низшую частоту, что увеличивает вероятность резонанса.

➤ Рассмотрим влияние дисбаланса колеса.

Радиальная сила, вызванная дисбалансом:

$$F_y = m_k \cdot r_m \cdot \omega_k^2$$

$$F_{гориз} = m_k \cdot r_m \cdot \omega_k^2 \cdot \cos \gamma$$

$$F_{верт} = m_k \cdot r_m \cdot \omega_k^2 \cdot \sin \gamma$$

$$\gamma = \omega_k \cdot t$$

$$F_{гориз} = m_k \cdot r_m \cdot \omega_k^2 \cdot \cos(\omega_k \cdot t)$$

$$F_{\text{верт}} = m_k \cdot r_m \cdot \omega_k^2 \cdot \sin(\omega_k \cdot t)$$

- Кинематическое рассогласование рулевого привода и подвески.

Методы борьбы – это стабилизация управляемых колес: отклонение колес от прямого направления должно вызывать появление сил, возвращающих колесо в нейтральное положение.

Контролируемые параметры:

- Поперечный наклон шкворня (поднимает переднюю часть авто) эффективен при больших углах поворота → малых скоростях;
- Продольный наклон шкворня (кастор) – эффект «рояльной ножки» – скоростная стабилизация (иногда отказываются, т.к. есть следующий...)
- Стабилизация за счет силового увода шин – момент от равнодействующей реакции шины противоположен моменту от боковой силы;
- Весовая стабилизация (продольная симметрия нагрузок на колеса).

10. Плавность хода автомобиля

10.1. Общие сведения

Плавность движения – совокупность свойств автомобиля, обеспечивающих ограничение вибронегруженности водителя, пассажиров, грузов, элементов шасси кузова в диапазоне эксплуатационных скоростей на уровне, при котором не возникают неприятные ощущения и быстрая утомляемость у людей и повреждения грузов и элементов конструкции автомобиля.

От плавности движения зависит:

- Комфортность людей;
- Сохранность грузов;
- Надежность автомобиля;
- Средняя скорость движения;
- Производительность автомобиля;
- Себестоимость перевозок.

Нормы вибронегруженности: ИСО 2631-78 и ГОСТ 12.1.012-90. а также в ОСТ 37.001.275-84 и ОСТ 37.001.291-84.

В международном стандарте ИСО 2631-78 предусмотрено три критерия вибронегруженности человека:

1. «Предел воздействия» – уровень вибраций, при котором еще обеспечивается сохранение здоровья человека. Соответствует примерно половине уровня болевого порога у человека на вибрирующем сидении.

2. «Граница снижения производительности труда от усталости» – уровень вибраций, превышение которого влечет значительное снижение производительности работы водителя.

3. «Порог снижения комфорта» – уровень вибраций, при котором еще можно есть, читать, писать.

Измерители вибронегруженности: интенсивность (виброускорение) м/с^2 , частота Гц; направление; длительность, мин, час.

Человек плохо переносит вертикальные колебания с частотой 4 – 8 Гц и горизонтальные 1 – 2 Гц.

При движении автомобиля можно выделить четыре вида колебаний:

1. Подпрыгивание – вертикальные колебания центра масс;
2. Галопирование – угловые колебания в продольной вертикальной плоскости;
3. Покачивание – угловые колебания в поперечной вертикальной плоскости;
4. Подергивание – колебания в продольной горизонтальной плоскости.

Самыми важными являются 1 и 2.

Жесткость подвески

$$C = dG/df.$$

Часто жесткость упругого элемента постоянна:

$$C = \text{const} = G/f.$$

Но применение прорессорников, пневмоэлементов делает основную характеристику подвески нелинейной.

Приведение жесткости упругого элемента подвески к колесу:

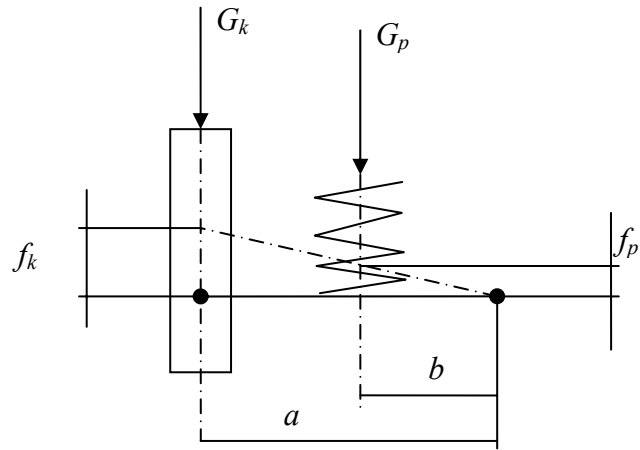
$$C_p = \frac{G_p}{f_p}; \quad C_k = \frac{G_k}{f_k};$$

$$G_k = G_p \cdot \frac{b}{a}; \quad f_k = f_p \cdot \frac{a}{b};$$

$$C_k = \frac{G_p \cdot b \cdot b}{f_p \cdot a \cdot a} = \frac{G_p \cdot b^2}{f_k \cdot a^2};$$

$$C_k = C_p \frac{b^2}{a^2}.$$

Где индексы k и p соответствуют колесу и рессоре (упругому элементу)



Торсионная подвеска имеет особенность – у нее нет параметра b .

$$T_m = G_k a \rightarrow G_k = T_m/a$$

$f_k = a \sin \varphi$ или для малых углов $f_k = a \varphi$, тогда

$$C_k = \frac{G_k}{f_k} = \frac{T_m}{a \cdot \varphi \cdot a} = \frac{T_m}{\varphi} \cdot \frac{1}{a^2}; \quad C_k = C_m \cdot \frac{1}{a^2},$$

где индекс m соответствует торсиону.

ВСЕГДА в расчетах необходимо приводить жесткость упругого элемента к колесу.

Упрощенная схема автомобиля массой m_n , имеющий передний и задний неподдрессоренные мосты $m_{1н}$ и $m_{2н}$, выглядит следующим образом.

(рис. Автомобиля на упругих элементах, мосты на упругих колесах см. рис. §10.3).

Число собственных частот колебаний системы равно числу степеней свободы.

m_n имеет возможность колебаться в вертикальной плоскости (1^я ст. свободы) и вращаться вокруг поперечной оси (2^я ст. свободы). Каждый из мостов имеет свою степень свободы (вертикальное перемещение). Таким образом, система имеет 4 степени свободы и, соответственно, 4 собственные частоты колебания автомобиля. Для ее решения необходима система четырех дифференциальных уравнений.

В начале рассмотрим колебания только поддрессоренной массы без учета демпфирования (без амортизаторов).

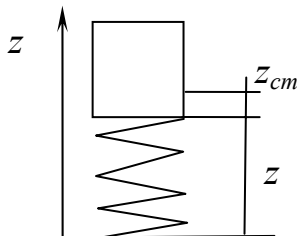
10.2. Свободные колебания массы на упругом элементе

Рассмотрим свободные (т.е. *после(!)* возбуждающего толчка) колебания массы.

Сила, развиваемая упругим элементом, пропорциональна его жесткости и прогибу: $F_{упр} = C \cdot z$.

Сила инерции, действующая на массу, пропорциональна ускорению: $F_a = m \cdot \ddot{z}$ (точки над переменной означают производную по времени).

В статическом состоянии имеем: $F_{cm} = C \cdot z_{cm}$ (F_{cm} численно равна mg).



Баланс сил имеет вид:

$$m \cdot \ddot{z} - C \cdot z_{cm} + C(z + z_{cm}) = 0 \quad \text{или} \quad m \cdot \ddot{z} + C \cdot z = 0.$$

Приведем уравнение к каноническому виду (т.е. старшая производная должна быть без коэффициентов):

$$\ddot{z} + \frac{C}{m} \cdot z = 0.$$

Обозначим $C/m = \omega^2$ (где ω – собственная частота системы), тогда

$$\ddot{z} + \omega^2 \cdot z = 0.$$

Характеристическое уравнение имеет вид:

$$K^2 + \omega^2 = 0; \quad K^2 = -\omega^2; \quad K = i \cdot \omega$$

Решение дифференциального уравнения ищем в виде:

$$z = A \cdot \sin \omega t + B \cdot \cos \omega t.$$

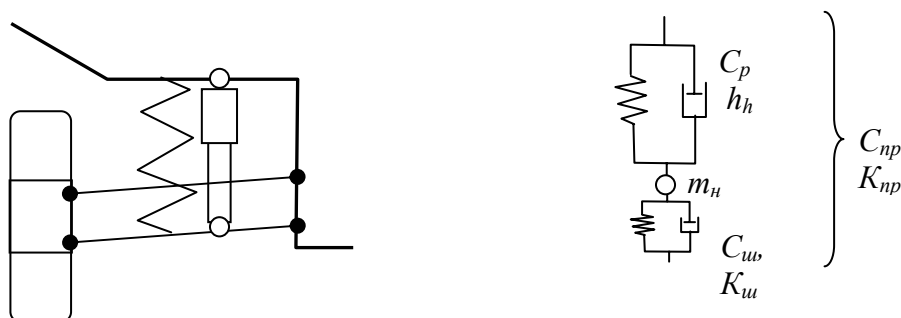
Из начального условия известно, что при $t = 0$ и $z = 0$. Откуда $B = 0$.

Тогда

$$z = A \cdot \sin \omega t. \quad \dot{z} = A \cdot \omega \cdot \cos \omega t. \quad \ddot{z} = -A \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t. \quad \ddot{z} = -A \cdot \omega^3 \cdot \cos \omega t.$$

Приведение жесткостей упругого элемента и шины:

Деформация подвески складывается из деформаций шины и пружины под действием



внешней силы (подрессоренной массы, неподрессоренную не учитываем):

$$z_{\Sigma} = z_u + z_{II};$$

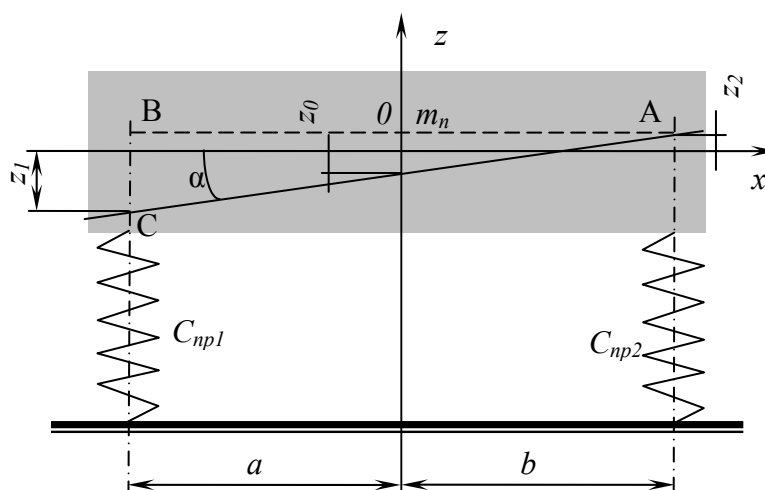
$$z_{np} = \frac{G}{C_{np}}; \quad z_u = \frac{G}{C_u}; \quad z_n = \frac{G}{C_p}; \quad z_{\Sigma} = \frac{G(C_u + C_p)}{C_u \cdot C_p}$$

Тогда окончательно получим:

$$C_{np} = \frac{C_p \cdot C_u}{C_p + C_u}.$$

10.3. Свободные колебания подрессоренной массы двухосного автомобиля без учета затухания и влияния неподрессоренных масс (масса на 2^х пружинах)

Заменим жесткость рессоры C_p и жесткость шины C_u приведенной жесткостью подвески C_{np} . (Неподрессоренной массой m_n в первом приближении (в этом параграфе) пренебрегаем.)



После таких допущений остается 2 степени свободы: вертикальное перемещение z_0 и поворот α в продольной вертикальной плоскости. Оба эти движения вызывают изменение прогибов z_1 и z_2 упругих элементов и возникновению сил $C_{np1} \cdot z_1$ и $C_{np2} \cdot z_2$ действующих со стороны этих элементов на подрессоренную массу.

Уравнения сил и моментов запишутся следующим образом:

$$\begin{cases} -m_n \cdot \ddot{z}_0 = C_{np1} \cdot z_1 + C_{np2} \cdot z_2 \\ m_n \cdot \rho_y^2 \ddot{\alpha} = -C_{np1} \cdot z_1 \cdot a + C_{np2} \cdot z_2 \cdot b \end{cases}$$

где $\rho_y = \sqrt{\frac{J_y}{m_n}}$ – радиус инерции подрессоренной массы относительно поперечной

оси ОУ; J_y – момент инерции подрессоренной массы относительно той же оси; a_n и b_n – расстояние от передней и задней осей до центра подрессоренной массы.

Выразим z_0 и α через координаты z_1 и z_2 :

Из прямоугольного треугольника ABC

$$\alpha = \arctg \frac{z_1 - z_2}{L} \quad \text{или для малых углов в рад } \alpha = \frac{z_1 - z_2}{L}^*;$$

Из того же треугольника

$$\begin{aligned} \frac{z_0 - z_2}{b} = \frac{z_1 - z_2}{a + b} \rightarrow z_0 = \frac{z_1 \cdot b - z_2 \cdot b}{a + b} + z_2 \rightarrow z_0 = \frac{z_1 \cdot b - z_2 \cdot b}{a + b} + \frac{z_2 \cdot (a + b)}{a + b} \rightarrow \\ z_0 = \frac{z_1 \cdot b + z_2 \cdot a}{L}. \end{aligned}$$

Подставим вторые производные в систему:

$$\begin{cases} -m_n \cdot \frac{\ddot{z}_1 \cdot b + \ddot{z}_2 \cdot a}{L} = C_{np1} \cdot z_1 + C_{np2} \cdot z_2 \\ m_n \cdot \rho_y^2 \frac{\ddot{z}_1 - \ddot{z}_2}{L} = -C_{np1} \cdot z_1 \cdot a + C_{np2} \cdot z_2 \cdot b \end{cases}$$

Обе части первого уравнения умножим на b , а левую часть перепишем:

$$-\frac{m_n \cdot b^2}{L} \cdot \ddot{z}_1 - \frac{m_n \cdot a \cdot b}{L} \cdot \ddot{z}_2 = C_{np1} \cdot z_1 \cdot b + C_{np2} \cdot z_2 \cdot b,$$

затем вычтем из второго уравнения и упростим

$$\frac{m_n \cdot b^2}{L} \cdot \ddot{z}_1 + \frac{m_n \cdot a \cdot b}{L} \cdot \ddot{z}_2 + \frac{m_n \cdot \rho_y^2}{L} \ddot{z}_1 - \frac{m_n \cdot \rho_y^2}{L} \ddot{z}_2 = -C_{np1} \cdot z_1 \cdot b - C_{np1} \cdot z_1 \cdot a;$$

$$\left(\frac{m_n \cdot b^2}{L} + \frac{m_n \cdot \rho_y^2}{L} \right) \cdot \ddot{z}_1 + \left(-\frac{m_n \cdot \rho_y^2}{L} + \frac{m_n \cdot a \cdot b}{L} \right) \cdot \ddot{z}_2 + (b + a) \cdot C_{np1} \cdot z_1 = 0;$$

$$\frac{m_n}{L} \cdot (b^2 + \rho_y^2) \cdot \ddot{z}_1 + \frac{m_n}{L} \cdot (a \cdot b - \rho_y^2) \cdot \ddot{z}_2 + (b + a) \cdot C_{np1} \cdot z_1 = 0.$$

Вновь первое уравнение системы умножим теперь на a

$$-\frac{m_n \cdot a \cdot b}{L} \cdot \ddot{z}_1 - \frac{m_n \cdot a^2}{L} \cdot \ddot{z}_2 = C_{np1} \cdot z_1 \cdot a + C_{np2} \cdot z_2 \cdot a$$

затем сложим со вторым уравнением системы и упростим

$$-\frac{m_n \cdot a \cdot b}{L} \cdot \ddot{z}_1 + \frac{m_n \cdot \rho_y^2}{L} \cdot \ddot{z}_1 - \frac{m_n \cdot a^2}{L} \cdot \ddot{z}_2 - \frac{m_n \cdot \rho_y^2}{L} \cdot \ddot{z}_2 = C_{np2} \cdot z_2 \cdot b + C_{np2} \cdot z_2 \cdot a$$

$$\frac{m_n}{L} \cdot (a \cdot b - \rho_y^2) \cdot \ddot{z}_1 + \frac{m_n}{L} \cdot (a^2 + \rho_y^2) \cdot \ddot{z}_2 - (b + a) \cdot C_{np2} \cdot z_2 = 0$$

Приведем систему к каноническому виду:

$$\begin{cases} \ddot{z}_1 + \frac{a \cdot b - \rho_y^2}{b^2 + \rho_y^2} \cdot \ddot{z}_2 + \frac{C_{np1} \cdot L^2}{(b^2 + \rho_y^2) \cdot m_n} \cdot z_1 = 0 \\ \ddot{z}_2 + \frac{a \cdot b - \rho_y^2}{a^2 + \rho_y^2} \cdot \ddot{z}_1 - \frac{C_{np2} \cdot L^2}{(a^2 + \rho_y^2) \cdot m_n} \cdot z_2 = 0 \end{cases}$$

Введем обозначения:

$$\frac{a \cdot b - \rho_y^2}{b^2 + \rho_y^2} = \eta_1; \quad \frac{a \cdot b - \rho_y^2}{a^2 + \rho_y^2} = \eta_2; \quad \frac{C_{np1} \cdot L^2}{(b^2 + \rho_y^2) \cdot m_n} = \omega_1^2; \quad \frac{C_{np2} \cdot L^2}{(a^2 + \rho_y^2) \cdot m_n} = \omega_2^2;$$

Тогда система примет вид:

$$\begin{cases} \ddot{z}_1 + \eta_1 \cdot \ddot{z}_2 + \omega_1^2 \cdot z_1 = 0 \\ \ddot{z}_2 + \eta_2 \cdot \ddot{z}_1 - \omega_2^2 \cdot z_2 = 0 \end{cases} \quad - \text{мат. модель колебания массы на двух упругих элементах без амортизаторов}$$

Система является «связанной», т.к. в каждое из уравнений входят два ускорения по z_1 и z_2 . Это проявляется в том, что колебания передней и задней части автомобиля представляет собой сумму двух синусоидальных колебаний с различными амплитудами и частотами, зависящими от параметров обеих подвесок.

После решения получим *низкую и высокую собственные частоты* системы:

$$\Omega_{н,в} = \sqrt{\frac{I}{2 \cdot (I - \eta_1 \cdot \eta_2)}} \left[(\omega_1^2 + \omega_2^2) \mp \sqrt{(\omega_1^2 - \omega_2^2)^2 + 4 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \omega_1^2 \cdot \omega_2^2} \right].$$

Если $\eta_1 \cdot \eta_2 = 0$, то $\Omega_n = \omega_2$; $\Omega_v = \omega_1$ – гармонические колебания точки В и А соответственно. Чем больше $\eta_1 \cdot \eta_2$, тем больше взаимное влияние подвесок. $\eta_1 \cdot \eta_2 = 0$, если $a \cdot b = \rho_y^2$.

Вводят коэффициент распределения подрессоренных масс $\varepsilon_y = \frac{\rho_y^2}{a \cdot b}$.

Для большинства полностью груженых автомобилей (легковых и грузовых) $a \cdot b$ отличается от ρ_y^2 не более $\pm 20\%$.

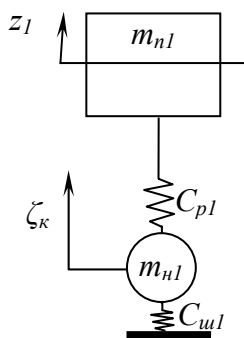
Если $\varepsilon_y = 0,8 \dots 1,2$, то собственные частоты подвесок (в данном случае равные парциальным*) можно найти следующим образом

$$\omega_1^2 \approx \frac{C_{np1}}{m_{n1}}; \quad \omega_2^2 \approx \frac{C_{np2}}{m_{n2}}.$$

*Парциальная частота – это частота колебаний сложной системы, если все степени свободы, кроме одной, устранены.

10.4. Свободные колебания поддрессоренной и неподдрессоренных масс двухосного автомобиля без учета затухания (подвеска без амортизатора)

Рассмотрим автомобиль, у которого взаимное влияние поддрессоренных масс **не велико т.е.** $\varepsilon_y \approx 1$. Тогда можно рассматривать только одну из подвесок, не обращая внимания на влияние другой.



Уравнения движения поддрессоренной и неподдрессоренной масс запишем в следующем виде:

$$\begin{cases} m_{n1} \cdot \ddot{z} + C_{p1} \cdot (z - \zeta) = 0 \\ m_{n1} \cdot \ddot{\zeta} - C_{p1} \cdot (z - \zeta) + C_{u1} \cdot \zeta = 0 \end{cases}$$

Раскроем скобки и приведем к каноническому виду:

$$\begin{cases} \ddot{z} + \omega_0^2 \cdot z - \omega_0^2 \cdot \zeta = 0 \\ \ddot{\zeta} - \omega_n^2 \cdot \zeta + \omega_k^2 \cdot z = 0 \end{cases} \text{ – мат.модель колебания подвески без}$$

амортизатора

где $\omega_0 = \sqrt{\frac{C_{p1}}{m_{n1}}}$ – парциальная частота поддрессоренной массы (колесо

жестко прикреплено к полу – шина в колебаниях не участвует!!!);

$\omega_n = \sqrt{\frac{C_{p1} + C_{u1}}{m_{n1}}}$ – парциальная частота **не**поддрессоренной массы (подвески), т.е. при зафиксированном от колебаний кузове автомобиля;

$\omega_k = \sqrt{\frac{C_{p1}}{m_{n1}}}$ – парциальная частота **не**поддрессоренной массы ($C_{u1} \rightarrow 0$).

Следует заметить, что жесткость шин значительно больше жесткости упругого элемента (рессоры): $C_{u1}/C_p = 4 \dots 20$. Большие цифры соответствуют автомобилям с очень мягкой подвеской (представительские авто).

Корни характеристических уравнений характеризуют низкую и высокую частоту колебаний поддрессоренной массы

$$\Omega_{0,k} = \sqrt{0,5 \cdot \left[(\omega_k^2 + \omega_0^2) \mp \sqrt{(\omega_k^2 + \omega_0^2)^2 - 4 \cdot (\omega_k^2 - \omega_n^2) \cdot \omega_0^2} \right]}.$$

Если C_{u1}/C_p существенно, тогда $(\omega_k^2 - \omega_n^2) \rightarrow 0$, и тогда собственные частоты колебаний поддрессоренной и неподдрессоренной масс часто принимают равными их парциальным частотам:

$$\Omega_0 \approx \omega_p = \sqrt{\frac{C_p}{m_n}} \quad \text{и} \quad \Omega_k \approx \omega_n = \sqrt{\frac{C_p + C_{u1}}{m_n}}.$$

Решение системы имеет вид:

$$\begin{cases} z = z' \cdot \cos(\Omega_0 \cdot t) + z'' \cdot \cos(\Omega_k \cdot t) \\ \zeta = \zeta' \cdot \cos(\Omega_0 \cdot t) + \zeta'' \cdot \cos(\Omega_k \cdot t) \end{cases}$$

где z', z'' – амплитуда колебаний m_n с частотой соответственно Ω_0 и Ω_k , ζ', ζ'' – амплитуда колебаний m_n с частотой соответственно Ω_0 и Ω_k

Замечена связь между статическим прогибом подвески и ее собственной частотой колебаний: установим эту связь.

Статический прогиб подвески прямо пропорционален подрессоренному весу:

$$f_{cm} = \frac{m_n \cdot g}{C_p} \Rightarrow C_p = \frac{m_n \cdot g}{f_{cm}}. \text{ Тогда } \Omega_0 = \sqrt{\frac{C_p}{m_n}} = \sqrt{\frac{g}{f_{cm}}}, g = 9,81 \text{ м/с}^2$$

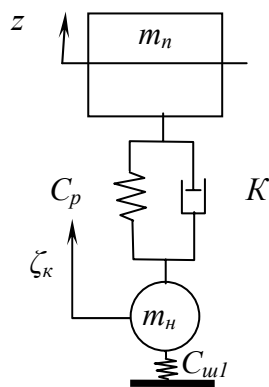
$$\Omega_0 = \frac{3.13}{\sqrt{f_{cm}}} \quad n = \Omega_0 \cdot \frac{30}{\pi} = \frac{29.91}{\sqrt{f_{cm}}} \approx \frac{30}{\sqrt{f_{cm}}}.$$

Если f_{cm} выразить в сантиметрах, то получим

$$n = \frac{300}{\sqrt{f_{cm}}}.$$

Замечание: Так как при расчете Ω_0 не учитывали неподдресоренную массу и жесткость шин, то собственная частота колебаний кузова получается несколько завышена. Однако если $C_{ш}/C_p > 2$ и $m_n/m_h > 4$, то погрешность не превышает 1 %.

Учитывая, что комфортная частота колебаний 1...1,5 Гц, получим статический прогиб подвески:



$$f_{cm} = \frac{g}{\Omega_0^2} \cdot f_{cm} = 9.81 \cdot \left(\frac{\pi}{(1...1.5) \cdot 30} \right)^2 = 0.107...0.048 \text{ м.}$$

Вывод: Чем меньше статический прогиб подвески, тем жестче подвеска (тем больше трясет).

10.5. Свободные колебания подрессоренной и неподдресоренных масс двухосного автомобиля с учетом затухания (подвеска с амортизатором)

Подвеска реального автомобиля (как колебательная система) имеет упругий элемент (рессору, пружину) и целый ряд демпферов (трение во втулках сайлентблоков, между листами рессоры, внутреннее трение (нагрев) шин и т.д. и т.п.). Поэтому колебания подвески даже без амортизатора являются затухающими. Однако рассеяние энергии в амортизаторе существенно больше, поэтому будем учитывать только его.

По-прежнему рассматриваем автомобиль, у которого взаимное влияние подрессоренных масс не велико т.е. $\varepsilon_y \approx 1$, что позволяет рассматривать только одну из подвесок, не обращая внимания на влияние другой.

В первом приближении будем считать, что сила сопротивления амортизатора линейно зависит от скорости его работы $(\dot{z} - \dot{\zeta})$. Тогда движение подрессоренной массы опишем уравнением:

$$m_n \cdot \ddot{z} + K \cdot (\dot{z} - \dot{\zeta}) + C_p \cdot (z - \zeta) = 0;$$

Движение неподдресоренной массы:

$$m_h \cdot \ddot{\zeta} - K \cdot (\dot{z} - \dot{\zeta}) - C_p \cdot (z - \zeta) + C_{ш} \cdot \zeta = 0.$$

K – коэффициент неупругого сопротивления подвески (коэффициент рассеяния энергии), Н·с/м (численно равен силе сопротивления амортизатора при скорости движения штока 1 м/с).

Приведем оба уравнения к каноническому виду. При этом введем замену $h_0 = \frac{k}{m_n}$ и $h_k = \frac{k}{m_n}$, которые назовем парциальными коэффициентами сопротивления подвески (c^{-1}), также подставим парциальные частоты:

$$\begin{cases} \ddot{z} + h_0 \cdot \dot{z} + \omega_0^2 \cdot z - h_0 \cdot \dot{\zeta} - \omega_0^2 \cdot \zeta = 0 \\ \ddot{\zeta} + h_k \cdot \dot{\zeta} + \omega_n^2 \cdot \zeta - h_k \cdot \dot{z} - \omega_k^2 \cdot z = 0 \end{cases} \text{ — мат. модель затухающих колебаний подвески.}$$

Учитывая слабую связанность колебательных процессов (из-за существенной разницы жесткостей шины и рессоры) последними двумя членами в обоих уравнениях можно пренебречь. Тогда характеристические уравнения уравнений и его корни (для положительного дискриминанта) будут иметь вид:

$$\begin{cases} s^2 + h_0 \cdot s + \omega_0^2 = 0 \\ s^2 + h_k \cdot s + \omega_n^2 = 0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} s = -0.5 \cdot h_0 \pm 0.5 \cdot i \cdot \sqrt{4 \cdot \omega_0^2 - h_0^2} \\ s_l = -0.5 \cdot h_k \pm 0.5 \cdot i \cdot \sqrt{4 \cdot \omega_n^2 - h_k^2} \end{cases}$$

Таким характеристическим уравнениям соответствуют следующие решения:

$$\begin{cases} z = (c_1 \cdot \cos(\omega \cdot t) + c_2 \cdot \sin(\omega \cdot t)) \cdot e^{-0.5 \cdot h_0 \cdot t} \\ \zeta = (c_1' \cdot \cos(\omega_k' \cdot t) + c_2' \cdot \sin(\omega_k' \cdot t)) \cdot e^{-0.5 \cdot h_k \cdot t} \end{cases}$$

где $\omega = 0.5 \cdot \sqrt{4 \cdot \omega_0^2 - h_0^2} = \omega_0 \cdot \sqrt{1 - \psi_0^2}$ — частота колебаний подрессоренной массы с учетом затухания; $\psi_0 = \frac{h_0}{2 \cdot \omega_0}$ — относительный коэффициент затухания колебаний

подрессоренной массы; ω_k' и ψ_k — то же для неподрессоренной массы.

Константы c_1 , c_2 , c_1' и c_2' зависят от начальных условий.

Произведем замену

$$\begin{cases} c_1 = A_z \cdot \sin \varphi_0 \\ c_2 = A_z \cdot \cos \varphi_0 \\ c_1' = A_\zeta \cdot \sin \varphi_k \\ c_2' = A_\zeta \cdot \cos \varphi_k \end{cases} \text{ где } \begin{cases} A_z = \sqrt{c_1^2 + c_2^2} \\ A_\zeta = \sqrt{(c_1')^2 + (c_2')^2} \end{cases}$$

где φ_0 и φ_k — начальный фазовый угол колебаний соответственно подрессоренной и неподрессоренной масс; A_z , A_ζ — начальная амплитуда колебаний соответственно подрессоренной и неподрессоренной масс

После подстановки в решение получим

$$\begin{cases} z = A_z \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_0) \cdot e^{-0.5 \cdot h_0 \cdot t} \\ \zeta = A_\zeta \cdot \sin(\omega_k' \cdot t + \varphi_k) \cdot e^{-0.5 \cdot h_k \cdot t} \end{cases} \text{ — мат. модель затухающих колебаний подвески.}$$

Экспонента характеризует затухание колебаний. Величина e^x определяет знаменатель p геометрической прогрессии.

Затухание за один период 2π характеризуется *логарифмическим декрементом затухания* δ :

$$\delta = 2 \cdot \pi \cdot \psi_0 \cdot (e^\delta - 1) \text{ (просто) декремент затухания.}$$

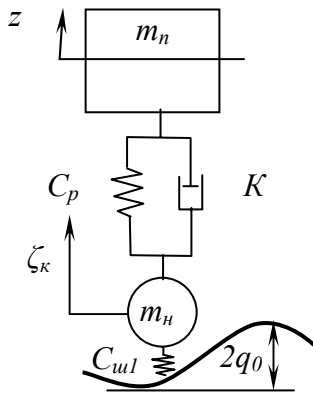
У современных автомобилей $\psi_0 = 0.15 \dots 0.25$; $\psi_k = 0.25 \dots 0.45$.

У гидропневматической подвески $\nu = 0,5 \dots 0,8$ Гц, поэтому задают $\psi_0 = 0,6 \dots 0,4$.

Пример: относительный коэффициент затухания колебаний поддрессоренной массы $\psi_0 = 0,2$; тогда логарифмическим декрементом затухания $\delta = 2 \cdot \pi \cdot 0,2 = 1,2566$; знаменатель прогрессии $p = e^{1,2566} = 3,5136$. Т.е. через один цикл колебания амплитуда уменьшится в 3,5136 раза. После второго колебания – в $3,5136^2$ раза и т.д.

10.6. Вынужденные колебания поддрессоренной и неподдрессоренных масс двухосного автомобиля с учетом затухания (подвеска с амортизатором в движении)

По-прежнему рассматриваем автомобиль, у которого взаимное влияние поддрессоренных масс **не велико** т.е. $\varepsilon_y \approx 1$, что позволяет рассматривать только одну из подвесок, не обращая внимания на влияние другой.



В первом приближении представим неровности дороги в синусоидальном виде (любые вынужденные колебания можно разложить в гармонический ряд).

Допустим, что контакт колеса с дорогой происходит только в одной точке (справедливо для небольших неровностей, которые автомобиль обычно переезжает на большой скорости – это, собственно, нас и интересует). Тогда текущая координата волны, в которой происходит контакт колеса с дорогой обозначим q :

$$q = q_0 \left[1 - \cos \left(\frac{2\pi x}{l_e} \right) \right],$$

q_0 – амплитуда волны; x – абсцисса точки с вертикальной координатой q ; l_e – длина волны.

При равномерном движении $x = V \cdot t$ получим:

$$q = q_0 \left[1 - \cos \left(\frac{2\pi \cdot V \cdot t}{l_e} \right) \right] = q_0 [1 - \cos(\nu \cdot t)],$$

где $\nu = 2\pi \cdot V / l_e$ – частота возмущающей силы

В § 10.5 мы получили мат. модель затухающих колебаний подвески:

$$\begin{cases} \ddot{z} + h_0 \cdot \dot{z} + \omega_0^2 \cdot z - h_0 \cdot \dot{\zeta} - \omega_0^2 \cdot \zeta = 0 \\ \ddot{\zeta} + h_k \cdot \dot{\zeta} + \omega_n^2 \cdot \zeta - h_k \cdot \dot{z} - \omega_k^2 \cdot z = 0 \end{cases}$$

Для проведения анализа упростим модель – избавимся от одной из степеней свободы путем приведения жесткостей упругих элементов, допустив независимость колебаний масс m_n и m_n :

$$m_n \cdot \ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{q}) + C_{np}(z - q) = 0.$$

Подставим q и приведем уравнение к каноническому виду:

$$\ddot{z} + h_0 \cdot \dot{z} + \omega_0^2 \cdot z = Q_0 \left[\frac{h_0 \nu}{\omega_0^2} \sin(\nu t) + 1 - \cos(\nu t) \right],$$

$$\text{где } h_0 = \frac{k}{m_n}; \omega_0^2 = \frac{C_{np}}{m_n}; Q_0 = \frac{q_0 \cdot C_{np}}{m_n} = q_0 \cdot \omega_0^2.$$

Общее решение найдено как сумма решений однородного (левая часть) уравнения и частного решений:

$$z = [c_1 \sin(\omega_1 t) + c_2 \cos(\omega_1 t)] \cdot e^{-0.5 h_0 t} + q_0 + z_a \sin(\nu t + \varphi_\nu).$$



Часть *I* – затухающие колебания. Часть *II* – не затухающие, установившиеся колебания. Частью *I* можно пренебречь.

Тогда после преобразования получим

$$z_a = q_0 \omega_0 \sqrt{\frac{4\psi_0^2 \cdot v^2 + \omega_0^2}{(\omega_0^2 - v^2)^2 + 4\psi_0^2 \cdot v^2 \cdot \omega_0^2}} \quad \text{— мат. модель установившихся вынужденных колебаний;}$$

$$\varphi_v = -\arctg\left(\frac{\omega_0^2 - v^2 + 4\psi_0^2 \cdot v^2}{2\psi_0^2 \cdot v^3} \omega_0\right) \quad \text{— фазовый угол.}$$

Проведем анализ.

Для удобства заменим $z_v = z_a/q_0$, тогда

$$z_v = \omega_0 \sqrt{\frac{4\psi_0^2 \cdot v^2 + \omega_0^2}{(\omega_0^2 - v^2)^2 + 4\psi_0^2 \cdot v^2 \cdot \omega_0^2}}.$$

Зависимость амплитуды колебаний подрессоренной массы от частоты вынуждающей силы имеет две характерные резонансные точки: $v = \omega_0$ и $v = \omega_k$. При отыскании решения мат модели мы допустили независимость колебаний масс m_n и m_n . Это справедливо лишь для $v = (0 \dots 0,5) \omega_k$. Тогда, учитывая $\omega_0 \ll \omega_k$ первый резонанс мы можем достоверно анализировать по зависимости z_v .

При $v = \omega_0$ получим

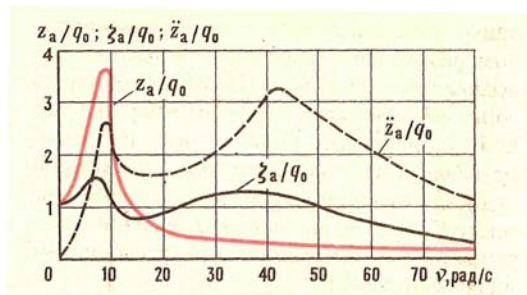
$$z_v = \frac{0,5 \sqrt{4\psi_0^2 + 1}}{\psi_0}.$$

Мы знаем, что $\psi_0 = 0,15 \dots 0,25$. Тогда $z_v = 3,48 \dots 2,23$.

При $v = \omega_k$ зависимость z_v существенно занижает результат. Для корректировки z_v нужно умножить на коэффициент:

$$z_v = \omega_0 \sqrt{\frac{4\psi_0^2 \cdot v^2 + \omega_0^2}{(\omega_0^2 - v^2)^2 + 4\psi_0^2 \cdot v^2 \cdot \omega_0^2}} \cdot \frac{\omega_k^2}{\sqrt{(\omega_k^2 - v^2)^2 + 4\psi_k^2 \cdot v^2 \cdot \omega_k^2}}.$$

Поправочный коэффициент при $v = \omega_k$ имеет вид $1/(2 \cdot \psi_k \cdot v)$.



Учитывая $\psi_k = 0,25 \dots 0,45$, получим поправочный коэффициент $2/\omega_k \dots 1,11/\omega_k$.

— Амплитудно-частотная характеристика грузового автомобиля (АЧХ)

Итак,

Исходные данные, необходимые для составления АЧХ: $\omega_0, \omega_k, \psi_0, \psi_k$;

ω_0, ω_k — парциальные частоты колебаний подрессоренной и неподрессоренной масс:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_p}{m_n}} \quad \text{и} \quad \omega_k = \sqrt{\frac{C_p}{m_n}};$$

C_p, m_n, m_n — жесткость рессоры и соответствующие массы;

ψ_0, ψ_k — относительный коэффициент затухания колебаний подрессоренной и неподрессоренной масс:

$$\Psi_0 = \frac{h_0}{2 \cdot \omega_0} \text{ и } \Psi_\kappa = \frac{h_\kappa}{2 \cdot \omega_\kappa};$$

h_0, h_κ – парциальные коэффициенты сопротивления подвески:

$$h_0 = \frac{k}{m_n} \text{ и } h_\kappa = \frac{k}{m_\kappa};$$

K – коэффициент неупругого сопротивления подвески (коэффициент рассеяния энергии).

Выводы:

1. Установившиеся (без учета части I , см. мат. модель выше) вынужденные колебания происходят с частотой возмущающей силы. Частота от наличия амортизатора и его характеристик не зависит.
2. **Амплитуда** установившихся вынужденных колебаний **не зависит** от времени и от начальных условий. Наличие амортизатора не делает колебания затухающими, а амплитуда колебаний с течением времени не меняется.
3. **Амплитуда** установившихся вынужденных колебаний поддрессоренной массы **зависит** от соотношения между собственной частотой Ω_0 ($\approx$ парциальной ω_0) и частотой возмущений ν .
4. Наибольшая амплитуда колебаний достигается при резонансе. Частота низкочастотного резонанса чуть меньше ω_0 – менее чем на 1 %. Наличие амортизатора несколько увеличивает этот процент.
5. **Амортизатор** создает смещение фаз перемещений относительно вынуждающей силы, причем величина сдвига зависит от вынуждающей частоты.
6. **Амортизатор** уменьшает все амплитуды: перемещений, виброскоростей и виброускорений (увеличение Ψ_0 в интервале 0,2 ... 0,4 уменьшает z и z'' почти в два раза).
7. Из АЧХ видно, что:
 - a. амплитуда колебаний поддрессоренной массы имеет один экстремум – при низкочастотном резонансе;
 - b. амплитуда колебаний неподдрессоренной массы имеет 2 экстремума – при низкочастотном и высокочастотном резонансе;
 - c. амплитуда виброускорений поддрессоренной массы также имеет 2 экстремума, смещенных по фазе относительно колебаний неподдрессоренной массы.
8. Частота возмущений зависит от скорости автомобиля и длины l_e .

Список литературы

1. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория: Учебник для вузов. - Мн.: Высшая школа, 1986. - 208 с.
2. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля: Учебник для вузов, - М.: Машгиз, 1963. - 239 с.
3. Аэродинамика автомобиля/Под ред. В.Г. Гухо; Пер. с нем. Н.А. Юниковой; Под ред. С.П. Загородникова - М.:Машиностроение, 1987. - 424 с.
4. Бухин Б.Л. Введение в механику пневматических шин. - М.: Химия, 1988. - 224 с.
5. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. - М.: Машиностроение, 1971. - 410 с.
6. Работа автомобильной шины. Под ред. В.И. Кнороза. - М.: Транспорт, 1976. - 238 с.
7. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: Учебник для автомобильных специальных вузов, - М.: Машиностроение, 1981. -271 с.
8. Селифонов В.В., Серебряков В.В. Проходимость автомобиля М.: МАМИ, 2001. - 57 с
9. Селифонов В.В., Титков А.И. Статические характеристики управляемости автомобиля М., МАМИ, 1991. - 45 с.
10. Селифонов В.В., Гируцкий О.И. Автоматические сцепления и гидромеханические передачи автомобилей М., МАМИ, 1998. - 98 с.

Учебное издание

Селифонов Валерий Викторович
Хусаинов Альберта Шамилевича,
Ломакин Владимир Владимирович

Теория автомобиля

Учебное пособие

Подписано в печать

Заказ

Тираж 300

МГТУ «МАМИ», 107023, Москва, Б.Семеновская ул., 38