

# **Теория движения транспортных машин**

## **( лекции для магистрантов)**

### **Литература**

1. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
2. Тарасик В.П., Бренч М.П. Теория автомобилей и двигателей: Учебное пособие. – Мн.: Новое знание, 2004. – 400 с.
3. Руктешель О.С. Выбор параметров и оценка тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля: учебно-методическое пособие для студентов специальностей 1-37 01 02 “Автомобилестроение”, 1-37 01 06 “Техническая эксплуатация автомобилей”, 1-37 01 07 “Автосервис”, 1-44 01 01 “Организация перевозок и управление на автомобильном и городском транспорте”, 1-44 01 02 “Организация дорожного движения” /О.С. Руктешель. – Минск: БНТУ, 2015. – 80 с.
4. Вахламов В.К. Техника автомобильного транспорта: Подвижной состав и эксплуатационные свойства: Учебное пособие. – М.: Академия, 2004. – 528 с.
5. Умняшкин В.А., Сазонов В.В., Филькин Н.М. Эксплуатационные свойства автомобиля: Учебное пособие. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2002. – 180 с.
6. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
7. Кузьмин Н.А., Песков В.И. Теория эксплуатационных свойств автомобиля: учебное пособие/ Н.А. Кузьмин, В.И. Песков. – М.: ФОРУМ; НИЦ ИНФРА-М, 2013. – 256 с. – (Высшее образование. Бакалавриат).

## Введение

Теория движения транспортных машин – это научная дисциплина, изучающая основные эксплуатационные свойства автотранспортных средств.

Знание теории движения транспортных машин необходимо при проектировании и доводке новых моделей, а также при выборе типа транспортной машины в соответствии с требованиями эксплуатации. На выводах теории движения транспортных машин основаны расчёты их деталей на прочность и долговечность.

Благодаря развитию теории движения транспортных машин удалось решить большинство вопросов по влиянию их конструкции на эксплуатационные свойства и наметить пути создания более совершенных машин.

*(Вопросы автоматизации рабочих процессов агрегатов транспортных машин)*

### 1. Основные эксплуатационные свойства транспортных машин

Эксплуатационные свойства характеризуют эффективность использования транспортной машины в конкретных дорожных условиях и позволяют оценить, в какой мере её конструкция им соответствует.

В теории движения транспортных машин рассматривают свойства непосредственно связанные с их эксплуатацией. К важнейшим из них относят:

1) динамичность; 2) топливную экономичность; 3) устойчивость; 4) управляемость; 5) плавность хода и 6) проходимость.

Остальные эксплуатационные свойства (грузоподъёмность или пассажироместимость, надёжность, приспособленность к техническому обслуживанию и ремонту и т. д.) рассматриваются в других дисциплинах.

Дадим определение каждому из перечисленных эксплуатационных свойств:

1.1. **Динамичность** или быстроходность транспортной машины – это её свойство перевозить грузы или пассажиров с максимально возможной средней скоростью.

*Динамичность транспортной машины зависит от её тяговых и тормозных свойств. Поэтому её изучают в разделах, посвящённых тяговой и тормозной динамике.*

1.2. **Топливная экономичность** транспортной машины – это её свойство рационально использовать энергию топлива.

*Затраты на топливо составляют значительную часть стоимости перевозок. Поэтому, чем меньше расход топлива, тем дешевле эксплуатация машины.*

1.3. **Устойчивость** транспортной машины – это свойство противостоять действию сил, стремящихся вызвать её занос или опрокидывание.

1.4. **Управляемость** транспортной машины – это её свойство изменять направление движения при изменении положения управляемых колёс.

*От управляемости в большой степени зависит безопасность движения.*

1.5. **Плавность хода** транспортной машины (ТМ) – это её свойство двигаться по неровным дорогам без сильных сотрясений кузова.

*От плавности хода транспортной машины зависят её средняя скорость и расход топлива, а также сохранность грузов и комфортабельность езды.*

- 1.6. **Проходимость** ТМ – свойство ТМ работать в тяжёлых дорожных условиях (снежная целина, грязь, заболоченная местность, брод) без буксования ведущих колёс и задевания выступающими частями ТМ за неровности дороги.

Эксплуатационные свойства ТМ тесно взаимосвязаны между собой, поэтому оценивать ТМ следует по всему их комплексу.

## 2 Силы, действующие на ТМ

При движении ТМ на неё действуют различные силы, которые подразделяют на силы, движущие ТМ, и силы, оказывающие сопротивление её движению.

### 2.1 Движущая сила транспортной машины

Окружная сила на ведущих колёсах, движущая ТМ, возникает в результате того, что к ним подводится через трансмиссию крутящий момент от двигателя. В настоящее время на транспортных машинах в основном устанавливаются двигатели внутреннего сгорания.

Влияние двигателя на тягово-скоростные свойства транспортной машины определяется его скоростной характеристикой.

#### 2.1.1 Скоростные характеристики ДВС

Скоростная характеристика двигателя представляет собой зависимость эффективной мощности  $P_e$  и крутящего момента  $M_e$  двигателя при установившемся режиме его работы от угловой скорости коленчатого вала двигателя  $\omega_e$  или частоты его вращения  $n_e$ .

Скоростная характеристика, полученная при полной подаче топлива, называется **внешней** скоростной характеристикой, а скоростные характеристики, полученные при неполной подаче топлива – **частичными**.

Скоростные характеристики получают экспериментально по ГОСТ 14846 при испытании двигателей на тормозном стенде. Двигатель, установленный на стенде, нагружают при помощи тормоза, добиваясь определённого числа оборотов коленчатого вала двигателя  $n_e$ . При достижении устойчивых оборотов замеряют величину крутящего момента  $M_e$  двигателя. Нанеся результаты замеров на график в координатах  $M_e - \omega_e (n_e)$  и соединив отдельные точки, получают характеристику момента. Затем из соотношения :

$$P_e = \frac{M_e \cdot \omega_e}{1000}$$

где  $M_e$  – в Н·м;  $\omega_e$  – в рад/с;  $P_e$  – в кВт,

находят величину эффективной мощности  $P_e^{cm}$  для ряда значений  $\omega_e$  и по ним строят характеристику мощности.

При испытаниях с двигателя снимают часть элементов системы охлаждения, системы выпуска отработавших газов и др. (вентилятор, радиатор, глушитель, компрессор, насос гидроусилителя и др.), без которых он может работать на стенде. Полученные при испытаниях мощность и крутящий момент приводят к нормальным условиям, соответствующим давлению окружающего воздуха **1 атм**

и 15°C. Эти мощность и крутящий момент называются **стендовыми**, и они указываются в технических характеристиках, справочниках и каталогах.

Условия работы двигателя, установленного на ТМ, отличаются от стендовых, что связано с установкой на двигатель элементов, которые были сняты при испытаниях. Кроме того, давление и температура при работе двигателя на ТМ отличаются от нормальных условий. Поэтому мощность двигателя  $P_e$ , установленного на автомобиле, несколько меньше мощности  $P_e^{cm}$ , полученной при стендовых испытаниях. При использовании стендовых характеристик для тягово-скоростных расчётов значения мощности  $P_e^{cm}$  уменьшают путём их умножения на коэффициент коррекции  $k_{cm}$ , зависящий как от конструктивных особенностей и условий эксплуатации ТМ, так и от особенностей стандарта, по которому была снята внешняя характеристика. В приближённых расчётах можно принимать  $k_{cm} = 0,93 \dots 0,96$ , т.е.

$$P_e = P_e^{cm} \cdot k_{cm}, \text{ аналогично } M_e = M_e^{cm} \cdot k_{cm}.$$

Частичные скоростные характеристики карбюраторного, дизельного и бензинового с впрыском двигателей значительно отличаются друг от друга (рисунок 1.1, а и б).

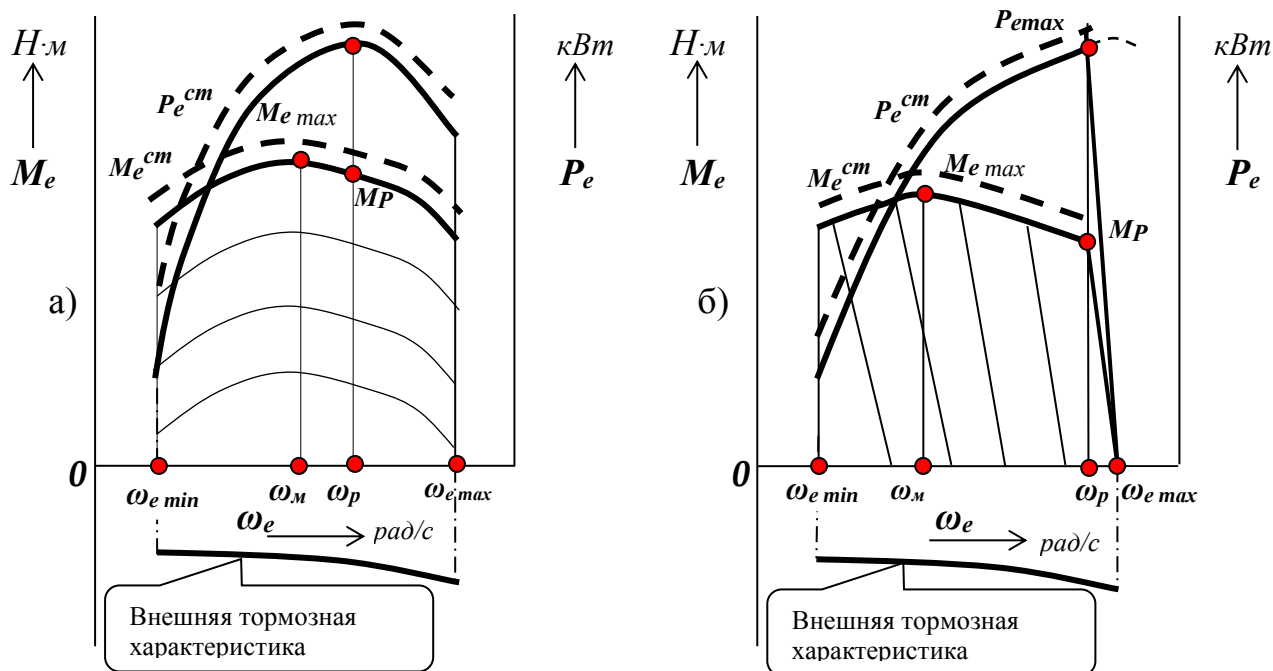


Рисунок 2.1 - Скоростные характеристики двигателей:  
а) карбюраторного, б) дизельного и бензинового с впрыском

При неизменном проходном сечении дросселя и изменении нагрузки на карбюраторный двигатель (рисунок 2.1, а) зависимость  $M_e = f(\omega_e)$  подобна зависимости, полученной при максимальном проходном сечении дросселя.

У дизельных двигателей изменение положения рычага регулятора угловой скорости коленчатого вала двигателя (натяжения пружины регулятора), равносильно изменению частоты вращения двигателя. Поэтому линии, характеризующие связь между угловой скоростью и крутящим моментом на регуляторных

ветвях при постоянном положении педали управления двигателем, оказываются практически параллельными аналогичной зависимости, полученной при полной подаче топлива (рисунок 2.1, б).

Таким образом, область возможных режимов работы двигателя ограничивается: сверху – внешней скоростной характеристикой, снизу – внешней тормозной характеристикой, справа – значением максимальной, а слева – значением минимальной угловой скорости коленчатого вала двигателя.

Из рисунка 2.1 следует, что мощность и крутящий момент двигателя возрастают с увеличением угловой скорости, достигают максимальных значений при соответствующих угловых скоростях  $\omega_m$  и  $\omega_p$ , а затем начинают уменьшаться. Это происходит вследствие ухудшения наполнения цилиндров горючей смесью и увеличения трения. При этом возрастают динамические нагрузки, которые приводят к ускоренному износу деталей двигателя. В условиях эксплуатации двигатель работает главным образом в интервале угловых скоростей  $\omega_m - \omega_p$ .

Максимальная мощность дизельного двигателя находится в зоне дымления и располагается вне регуляторной ветви кривой мощности, т.е. мощность дизельного двигателя не достигает своего максимального значения из-за неполного сгорания топливной смеси. Максимальной в этом случае считается мощность, которая соответствует моменту включения регулятора, т.е.  $P_{e\max}$  при угловой скорости  $\omega_p$ . Для дизельных двигателей практически можно считать, что максимальная угловая скорость коленчатого вала соответствует угловой скорости при максимальной мощности, т.е.  $\omega_{e\max} = \omega_p$ .

### 2.1.2 Коэффициенты приспособляемости двигателя

Из рассмотренных скоростных характеристик карбюраторного, бензинового с впрыском и дизельного двигателей следует, что максимальные значения крутящего момента  $M_{e\max}$  и эффективной мощности  $P_{e\max}$  они имеют при различных угловых скоростях коленчатого вала. При этом значения  $\omega_m$  смещены влево относительно значений  $\omega_p$ . Это необходимо для устойчивой работы двигателя – его способности автоматически приспособляться к изменению нагрузки на колёсах автомобиля и характеризуется **коэффициентом приспособляемости двигателя по угловой скорости**:

$$k_\omega = \frac{\omega_p}{\omega_m}$$

Чем больше  $k_\omega$ , тем шире диапазон устойчивой работы двигателя. Практика показывает, что увеличение диапазона устойчивости при заданном значении  $\omega_p$ , улучшает топливную экономичность автомобиля.

Пусть, например, ТМ движется по горизонтальной дороге при максимальной мощности двигателя и начинает преодолевать подъём. В этом случае сопротивление дороги возрастает, скорость ТМ и коленчатого вала двигателя уменьшаются, а крутящий момент двигателя увеличивается, обеспечивая возрастание окружной силы на ведущих колёсах ТМ. Эта способность двигателя преодолевать кратковременные перегрузки характеризуется **коэффициентом приспособляемости двигателя по моменту**:

$$k_M = \frac{M_{e\max}}{M_p}.$$

Наиболее вероятными значениями для карбюраторных двигателей являются:  $k_M = 1,25$ ;  $k_\omega = 1,50$ ; а для дизельных двигателей и бензиновых с впрыском —  $k_M = 1,20$ ;  $k_\omega = 1,55$ .

### 2.1.3. Аналитическая зависимость мощности ДВС от угловой скорости его коленчатого вала

Внешнюю скоростную характеристику, соответствующую действительности, можно получить только на основании экспериментальных данных. Однако, для расчёта показателей тягово-скоростных свойств транспортной машины, особенно с применением ПЭВМ, удобно пользоваться не графическими, а аналитическими зависимостями  $M_e = f(\omega_e)$  и  $P_e = f(\omega_e)$ .

Зависимость  $P_e = f(\omega_e)$  аппроксимируется формулой кубического трёхчлена:

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

где  $\frac{\omega_e}{\omega_p}$  или  $\frac{n_e}{n_p}$  — отношение текущего значения угловой скорости или частоты вращения коленчатого вала двигателя к угловой скорости или частоте вращения при максимальной мощности.

Коэффициенты  $a$ ,  $b$  и  $c$  зависят от коэффициентов приспособляемости двигателя по крутящему моменту  $k_M$  и угловой скорости  $k_\omega$ .

Для дизельных двигателей всех типов ТМ и бензиновых двигателей с ограничителем угловой скорости коленчатого вала коэффициенты  $a$ ,  $b$  и  $c$  определяются по формулам:

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

При этом должно соблюдаться равенство  $a + b + c = 1$ .

По известной зависимости мощности от угловой скорости коленчатого вала двигателя можно найти его крутящий момент, т.е.

$$M_e = 1000 \cdot \frac{P_e}{\omega_e}, \text{ где } \omega_e = n_e \cdot \frac{2\pi}{60}, \text{ или } M_e = 9550 \cdot \frac{P_e}{n_e}$$

$M_e$  — в Н·м;  $\omega_e$  — в рад/с;  $P_e$  — в кВт;  $n_e$  — в об/мин или  $\omega_e = n_e / 9,55$ . Из выражения  $k_\omega = \frac{\omega_p}{\omega_M}$  находим, что угловая скорость коленчатого вала

двигателя при максимальном крутящем моменте  $\omega_M = \frac{\omega_p}{k_\omega}$  или обороты

коленчатого вала двигателя при максимальном крутящем моменте  $n_M = \frac{n_p}{k_\omega}$ .

### 2.1.4 Сила и коэффициент сцепления шин ТМ с дорожной поверхностью

Под силой сцепления понимают силу, противодействующую скольжению шин ТМ относительно поверхности дороги. Она равна силе трения, возникающей в месте контакта шины колеса с дорогой.

При отсутствии поперечных сил величина силы сцепления определяется по формуле:

$$F_{\phi} = R_{z \text{ вщ}} \cdot \phi \quad \text{или} \quad F_{\phi} = G_{\phi} \cdot \phi ,$$

где  $R_{z \text{ вщ}}$  – нормальная реакция дороги на ведущих колёсах ТМ;

$\phi$  – коэффициент сцепления;  $G_{\phi}$  – сцепной вес ТМ, т.е. вес, приходящийся на ведущие колёса машины.

Если окружная сила  $F_k$  меньше силы сцепления  $F_{\phi}$ , то ведущие колеса ТМ катятся без пробуксовки. Если же  $F_k > F_{\phi}$ , то ведущие колёса пробуксовывают, и для движения используется лишь часть силы, равная  $F_{\phi}$ . Остальная часть силы  $F_k$  вызывает ускоренное вращение колёс, которое продолжается до тех пор, пока мощность, затрачиваемая на буксование, не уравнивает избыток мощности, подводимый к колёсам.

**Коэффициент сцепления  $\phi$**  во многом определяет величину силы сцепления.

В зависимости от направления скольжения колёс относительно поверхности дороги различают коэффициенты продольного  $\phi_x$  и поперечного  $\phi_y$  сцепления. Эти коэффициенты сцепления зависят от одних и тех же факторов, и практически можно считать, что они равны между собой ( $\phi_x = \phi_y$ ).

Коэффициент сцепления  $\phi$  определяется при протягивании полностью заторможенного колеса, т.е. при 100% скольжении, и малой скорости движения (3 км/ч).

Таблица 2.1 - Значения коэффициентов сцепления

| № п.п | Вид покрытия                 | Состояние покрытия | Коэффициент сцепления      |
|-------|------------------------------|--------------------|----------------------------|
| 1     | Асфальтобетон и цементобетон | Сухое<br>Мокрое    | 0,80...0,90<br>0,45...0,55 |
| 2     | Булыжник                     | Сухое              | 0,40...0,55                |
| 3     | Щебёнка                      | Сухое<br>Мокрое    | 0,50...0,70<br>0,30...0,50 |
| 4     | Грунт                        | Сухое<br>Мокрое    | 0,40...0,60<br>0,20...0,45 |
| 5     | Песок                        | Сухое<br>Мокрое    | 0,20...0,40<br>0,35...0,50 |
| 6     | Снег                         | Укатанное          | 0,15...0,25                |
| 7     | Лёд                          | Гладкий            | 0,08...0,20                |

Меньшие значения относятся к шинам высокого давления, а большие – к шинам низкого давления.

## 2.2 Силы сопротивления движению транспортной машины

Силами сопротивления называются силы, препятствующие движению транспортной машины. Эти силы направлены против её движения.

При движении на транспортную машину действуют следующие силы сопротивления: сила сопротивления качению  $F_f$ , сила сопротивления подъёму  $F_h$ , сила сопротивления воздуха  $F_v$  и сила сопротивления разгону  $F_a$ .

### 2.2.1 Сила сопротивления качению транспортной машины

Возникновение силы сопротивления качению  $F_f$  при движении обусловлено потерями энергии на внутреннее трение в шинах, поверхностное трение шин о дорогу и образование колеи (на деформируемых дорогах). Кроме того, сопротивление подвески деформациям при перекатывании колёс через неровности пути и трение в подшипниках колёс также являются силовыми потерями и увеличивают силу сопротивления качению транспортной машины.

Наибольшей величины **сила сопротивления качению** достигает при движении транспортной машины по горизонтальной дороге. В этом случае

$$F_f = G_{т.м} \cdot f,$$

где  $G_{т.м}$  – вес транспортной машины,  $H$ ;  $f$  – коэффициент сопротивления качению.

При движении на подъёме или спуске (рисунок 2.2) величина силы сопротивления качению уменьшается по сравнению с горизонтальной дорогой.

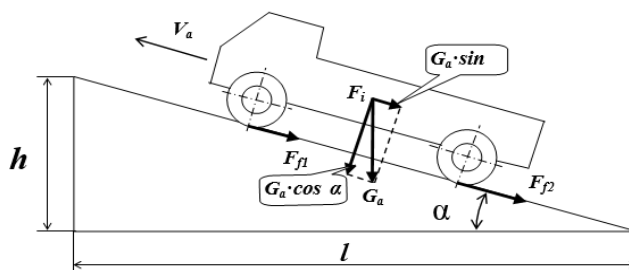


Рисунок 2.2 - Силы сопротивления качению и подъёму

Для этого случая движения сила сопротивления качению

$$F_f = G_{т.м} \cdot f \cdot \cos \alpha, \quad \text{где } \alpha - \text{угол подъёма.}$$

При лабораторных испытаниях величину коэффициента сопротивления качению  $f$  определяют на стендах с беговыми барабанами.

Во время дорожных испытаний тягач буксирует свободно катящуюся машину, соединённую с тягачом при помощи троса и динамометра. Чтобы исключить влияние сопротивления воздуха, испытания проводят на скорости до 3 м/с.

Сила, нагружающая динамометр:  $F_x = F_f = G_{т.м} \cdot f$ . Отсюда  $f = F_x / G_{т.м}$ . В зависимости от скорости движения величину коэффициента сопротивления качению  $f_v$  можно приближенно подсчитать по выражению:

$$f_v = f_0 \cdot [1 + (0,006 \cdot V_{т.м})^2]$$

где  $f_0$  – коэффициент сопротивления качению при движении транспортной машины с малой скоростью (до 50 км/ч);  $V_{т.м}$  – скорость движения машины, км/ч;

Примерные границы изменения коэффициента сопротивления качению прогретой шины при рекомендуемом заводами-изготовителями внутреннем давлении, нагрузке и средней скорости движения приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Значения коэффициентов сопротивления качению

| № | Вид покрытия                             | Состояние покрытия | Значение $f_0$ |
|---|------------------------------------------|--------------------|----------------|
| 1 | Асфальтобетонное и цементобетонное шоссе | Хорошее            | 0,007...0,015  |
|   |                                          | Удовлетворительное | 0,015...0,020  |
| 2 | Гравийная дорога                         | Хорошее            | 0,020...0,025  |
| 3 | Булыжная дорога                          | Хорошее            | 0,025...0,030  |
| 4 | Грунтовая дорога                         | Сухое              | 0,025...0,030  |
|   |                                          | Сырое              | 0,050...0,150  |
| 5 | Песок и супесок                          | Сухое              | 0,100...0,300  |
|   |                                          | Сырое              | 0,060...0,150  |
| 6 | Суглинистая и глинистая целина           | Сухое              | 0,040...0,060  |
|   |                                          | Сырое              | 0,100...0,200  |
| 7 | Обледенелая дорога, лёд                  | Ровное, гладкое    | 0,015...0,030  |
| 8 | Заснеженная дорога                       | Укатанное          | 0,030...0,060  |
| 9 | Снег                                     | Рыхлое             | 0,100...0,300  |

### 2.2.2 Сила сопротивления подъёму транспортной машины

Дороги большей частью состоят из чередующихся между собой подъёмов и спусков. Крутизну подъёма характеризуют величиной угла  $\alpha$  в градусах или величиной уклона дороги  $i$ , который представляет собой отношение высоты подъёма дороги  $h$  к протяжённости дороги по горизонтали  $l$  (рисунок 2.2), т.е.:

$$i = h / l = \operatorname{tg} \alpha .$$

Разложим вес машины  $G_{т.м}$ , преодолевающей подъём, который характеризуется углом  $\alpha$ , на две составляющие: силу  $G_{т.м} \cdot \sin \alpha$ , параллельную дороге, и силу  $G_{т.м} \cdot \cos \alpha$ , перпендикулярную ей. Силу равную  $G_{т.м} \cdot \sin \alpha$  называют **силой сопротивления подъёму** и обозначают буквой  $F_h$ . На дорогах с твёрдым покрытием углы подъёма обычно не превышают  $4^\circ - 5^\circ$ . При этом уклон  $i = \operatorname{tg} \alpha \approx \sin \alpha$ .

Тогда сила

$$F_h = G_{т.м} \cdot \sin \alpha \approx i \cdot G_{т.м} .$$

В проектной документации на строительство дорог уклон обычно выражают в тысячных долях (*промилле ‰*). При определении тягово-динамических свойств транспортной машины уклон задают в сотых долях, т.е. в процентах или значением тангенса угла уклона. Например, уклон одной и той же крутизны может быть обозначен:  $i = 30 ‰$ ;  $i = 3 \%$  или  $i = 0,03$ . Последнее обозначение является предпочтительным. Сила сопротивления подъёму  $F_h$  может быть направлена как в сторону движения, так и против движения.

Величины коэффициента сопротивления качению  $f$  и уклона дороги  $i$  в совокупности характеризуют качество дороги. Поэтому введено понятие о **силе сопротивления дороги**  $F_\psi$ , равной сумме сил  $F_f$  и  $F_h$ :

$$F_\psi = F_f \pm F_h = G_{т.м.} \cdot (f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha).$$

Выражение в скобках называют **коэффициентом сопротивления дороги** и обозначают греческой буквой  $\psi$  (пси). При малых значениях угла  $\alpha$ :  $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = i$ ;  $\cos \alpha \approx 1$ , тогда  $\psi = f \pm i$ , а  $F_\psi = \psi \cdot G_{т.м.}$ .

### 2.2.3 Сила сопротивления воздуха движению ТМ

Движение транспортной машины связано с перемещением частиц воздуха, на что расходуется часть мощности двигателя.

Для упрощения расчётов элементарные силы сопротивления воздуха, распределённые по всей поверхности транспортной машины, заменяют сосредоточенной **силой сопротивления воздуха**  $F_\phi$ . Точку приложения силы сопротивления воздуха  $F_\phi$  называют **центром парусности**. Расстояние от опорной поверхности до **центра парусности** называется **высотой центра парусности** и обозначается  $h_\phi$ .

**Сила сопротивления воздуха**  $F_\phi$  определяется в  $H$  по формуле, вытекающей из основных положений гидроаэромеханики:

$$F_\phi = C_x \cdot A_\phi \cdot q,$$

где  $C_x$  – коэффициент обтекаемости (безразмерная величина);

$A_\phi$  – площадь лобового сопротивления, т.е. она равная площади проекции транспортной машины на плоскость, перпендикулярную ее продольной оси,  $m^2$ ;

$q = 0,5 \cdot \rho_\phi \cdot V_a^2$  – скоростной напор [ $кг/(м \cdot с^2)$ ], равный кинетической энергии  $1 m^3$  воздуха, движущегося со скоростью движения машины в  $м/с$  относительно воздушной среды;  $\rho_\phi$  – плотность воздуха,  $кг/м^3$ ;  $V_a$  – скорость машины,  $м/с$ .

Коэффициент обтекаемости  $C_x$  определяют путём продувки машины или её модели в аэродинамической трубе.

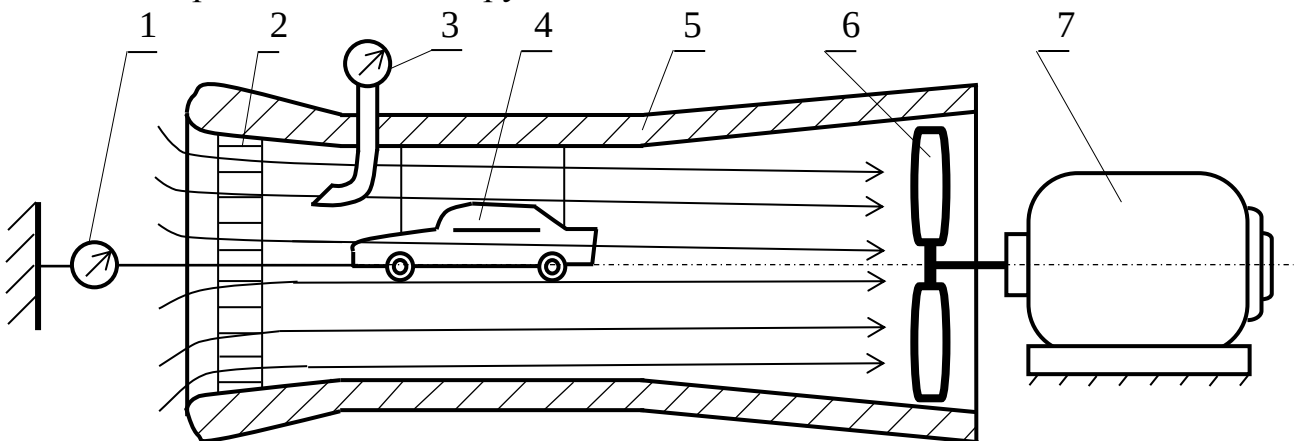


Рисунок 2.3 – Аэродинамические испытания транспортной машины:

1 – динамометр; 2 – направляющая решётка; 3 – анемометр; 4 – объект испытаний; 5 – аэродинамическая труба; 6 – вентилятор; 7 – электродвигатель

Объект испытаний 4 подвешивают внутри аэродинамической трубы 5, в которой установлен вентилятор 6 с электродвигателем 7. Направляющая решётка 2

выпрямляет струи воздуха, устраняя его завихрения при входе в трубу. Поток воздуха, создаваемый вентилятором, стремится сдвинуть транспортную машину с такой же силой  $F_в$ , которая действует на машину при её движении со скоростью, равной скорости воздушного потока. Определив по показаниям динамометра 1 силу  $F_в$ , а по анемометру 3 скорость воздушного потока (скоростной напор) и зная величину площади лобового сопротивления транспортной машины  $A_в$  можно вычислить коэффициент обтекаемости  $C_x$ :

$$C_x = F_в / (A_в \cdot q) \quad .$$

Формулу для определения  $F_в$  можно переписать в виде:

$$F_в = 0,5 \cdot C_x \cdot \rho_в \cdot A_в \cdot V_a^2 \quad .$$

При определении тягово-скоростных свойств транспортной машины обычно используют не коэффициент обтекаемости  $C_x$ , а *коэффициент сопротивления воздуха*  $k_в$ .

$$k_в = 0,5 \cdot C_x \cdot \rho_в \quad .$$

Согласно ГОСТ 4401 для нормальных атмосферных условий  $\rho_в = 1,225 \text{ кг/м}^3$ .

Следовательно, коэффициентами  $k_в$  и  $C_x$  связаны между собой зависимостью:

$$k_в = 0,61 \cdot C_x \quad .$$

*Коэффициент сопротивления воздуха*  $k_в$  имеет размерность плотности; в системе СИ его размерность  $\text{кг/м}^3$  или  $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$ .

$$\left[ 1 \text{ Н} = 1 \text{ кг} \cdot \text{м} / \text{с}^2; \text{отсюда } 1 \text{ кг} = 1 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}; \text{отсюда } 1 \text{ кг/м}^3 = 1 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4 \right]$$

При этом сила сопротивления воздуха рассчитывается по формуле:

$$F_в = k_в \cdot A_в \cdot V_a^2 \quad .$$

Здесь скорость транспортной машины  $V_a$  выражена в  $\text{м/с}$ .

При наличии встречного или попутного ветра:

$$F_в = k_в \cdot A_в \cdot (V_a \pm V_в)^2 \quad ,$$

где  $V_в$  — скорость ветра,  $\text{м/с}$ .

Знак «+» относится к встречному ветру, а знак «-» — к попутному.

### 2.2.4 Сила сопротивления разгону транспортной машины

При увеличении скорости машина преодолевает направленную против её движения силу собственной инерции, которая и является **силой сопротивления разгону**.

Определяя эту силу, необходимо учитывать, что одновременно с ускоренным поступательным движением всей массы машины часть её массы совершает и ускоренное вращательное движение. Поэтому **силу сопротивления разгону** транспортной машины определяем как силу  $F_a$ , равную сумме силы инерции поступательного движения всей массы машины  $F_{т.м. пост.}$  и силы инерции вращающихся масс  $F_{т.м. вр.}$ , приведенную к оси ведущих колёс:

$$F_a = F_{т.м. пост.} + F_{т.м. вр.} = m_{т.м.} \cdot \frac{dV_{т.м.}}{dt} + I_{пр} \cdot \frac{d\omega_k}{dt} \cdot \frac{1}{r_0},$$

где  $m_{т.м.}$  – полная масса транспортной машины, кг;

$I_{пр}$  – суммарный момент инерции вращающихся масс транспортной машины, приведенный к оси вращения ведущих колёс.

Приведенный момент инерции  $I_{пр}$  определяем из равенства кинетической энергии приведенной вращающейся массы сумме кинетических энергий вращающихся масс двигателя и колёс машины, не учитывая, для упрощения задачи, кинетическую энергию вращающихся масс трансмиссии ввиду их малости.

$$\frac{I_{пр} \cdot \omega_k^2}{2} = \frac{I_m \cdot \omega_e^2 \cdot \eta_{мп}}{2} + \frac{\sum I_k \cdot \omega_k^2}{2}; \quad \frac{I_{пр} \cdot \omega_k^2}{2} = \frac{I_m \cdot u_{мп}^2 \cdot \eta_{мп} \cdot \omega_k^2}{2} + \frac{\sum I_k \cdot \omega_k^2}{2};$$

где  $\sum I_k$  – сумма моментов инерции всех колёс транспортной машины, кг·м<sup>2</sup>.

Умножением кинетической энергии на КПД трансмиссии  $\eta_{мп}$  учитывается её потеря на трение в трансмиссии. Зная, что  $\omega_k = \omega_e / u_{мп}$  или  $\omega_e = \omega_k \cdot u_{мп}$ , подставив последнее значение в уравнение кинетических энергий и сократив его на  $\frac{\omega_k^2}{2}$ , окончательно получим:

$$I_{пр} = I_m \cdot u_{мп}^2 \cdot \eta_{мп} + \sum I_k.$$

Полученное значение  $I_{пр}$  подставляем в выражение для определения  $F_a$ . Кроме того, зная, что  $V_{т.м.} = \omega_k \cdot r_0$ , выражаем в нём угловое ускорение колёс  $\frac{d\omega_k}{dt}$  через ускорение транспортной машины, при её поступательном движении, т.е.

$$\frac{d\omega_k}{dt} = \frac{dV_{т.м.}}{dt} \cdot \frac{1}{r_0},$$

после чего получаем следующее уравнение:

$$F_a = m_{m.m} \cdot \frac{dV_{m.m}}{dt} + (I_m \cdot u_{mp}^2 \cdot \eta_{mp} + \sum I_e) \cdot \frac{dV_{m.m}}{dt} \cdot \frac{1}{r_o^2}.$$

Выносим в этом уравнении за общие скобки первое слагаемое:

$$F_a = m_{m.m} \cdot \frac{dV_{m.m}}{dt} \cdot \left( 1 + \frac{I_m \cdot u_{mp}^2}{m_a \cdot r_o^2} \cdot \eta_{mp} + \frac{\sum I_{\kappa}}{m_a \cdot r_o^2} \right).$$

Известно, что  $u_{mp} = u_{kn} \cdot u_{pk} \cdot u_{zn}$ . Обозначим выражение, заключённое в скобки, через

$$\delta = 1 + \frac{I_m \cdot u_{pk}^2 \cdot u_{zn}^2}{m_a \cdot r_o^2} \cdot u_{kn}^2 \cdot \eta_{mp} + \frac{\sum I_{\kappa}}{m_a \cdot r_o^2},$$

тогда силу, затрачиваемую на разгон транспортной машины, представим в виде:

$$F_a = m_a \cdot \frac{dV_a}{dt} \cdot \delta.$$

Коэффициент  $\delta$  называют *коэффициентом учёта вращающихся масс*.

Для конкретной транспортной машины величины

$$\frac{I_m \cdot u_{pk}^2 \cdot u_{zn}^2}{m_a \cdot r_o^2} \cdot \eta_{mp} \quad \text{и} \quad \frac{\sum I_{\kappa}}{m_a \cdot r_o^2} \quad \text{постоянны. Обозначив их}$$

соответственно через  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$ , получим более краткую запись:

$$\delta = 1 + \sigma_1 \cdot u_{kn}^2 + \sigma_2.$$

Для одиночных машин при номинальной нагрузке  $\sigma_1 = 0,04 \dots 0,06$ ;  $\sigma_2 = 0,03 \dots 0,05$ . Меньшие значения относятся к более тяжёлым машинам.

При замедлении транспортной машины, сила инерции будет определяться той же формулой, но её направление изменится на противоположное, т.е. из силы сопротивления движению она превратится в движущую силу. Поэтому сила сопротивления разгону транспортной машины  $F_a$  в общем балансе сил сопротивления будет иметь знак «+» при разгоне транспортной машины и знак «-» – при её замедлении.

### 3 Определение основных параметров транспортной машины

При расчете характеристик основных узлов ТМ конструктор имеет дело с тремя видами параметров: заданными, выбираемыми и рассчитываемыми.

**Заданные параметры** определяются техническим заданием, являющимся первичным документом, на основании которого выполняются эскизный и технический проекты.

В техническом задании указываются: тип ТМ (если это автомобиль, то: легковой, грузовой, автобус, специальный и т.д.), её назначение, условия эксплуатации, грузоподъёмность или пассажироместимость, максимальная скорость, максимальный преодолеваемый подъём, тип двигателя (карбюраторный, бензиновый с впрыском, дизельный, газотурбинный, роторный и т. д.), тип привода, колёсная формула и число ступеней в коробке передач.

**Выбираемые параметры** определяются конструктором на основании технического задания на ТМ. При этом им анализируются и учитываются технические характеристики существующих, близких по назначению ТМ. Оценивая перспективы развития ТМ, а также традиции и уровень технической оснащённости завода-изготовителя, конструктор выбирает весовые и размерные параметры, коэффициент сопротивления воздуха  $k_s$ , угловую скорость коленчатого вала двигателя при максимальной мощности  $\omega_p$  и механический КПД трансмиссии  $\eta_{тр}$ .

К **рассчитываемым параметрам** относятся: максимальная мощность двигателя  $P_{e\max}^{cm}$ , крутящий момент двигателя при максимальной мощности  $M_p^{cm}$ , максимальный крутящий момент двигателя  $M_{e\max}^{cm}$ , обороты коленчатого вала двигателя при максимальном крутящем моменте  $n_m$ , передаточное число главной передачи  $u_{гп}$ , передаточные числа коробки передач  $u_{кп i}$  и раздаточной коробки  $u_{рк i}$  (при необходимости).

#### 3.1 Порядок расчета основных параметров ТМ

При выборе основных параметров ТМ конструктор производит:

- 1) определение полной массы ТМ;
- 2) распределение нагрузки от полной массы по мостам;
- 3) подбор шин и определение расчётного радиуса качения колёс;
- 4) выбор площади лобового сопротивления ТМ;
- 5) определение максимальной мощности двигателя;
- 6) определение максимального крутящего момента двигателя;
- 7) определение оборотов коленчатого вала двигателя при его максимальном крутящем моменте;
- 8) определение передаточного числа главной передачи;
- 9) определение передаточных чисел коробки передач;
- 10) определение передаточных чисел раздаточной коробки (если она есть).

### 3.2 Определение полной массы ТМ

Для характеристик массы ТМ приняты следующие определения:

- 1) масса сухого автомобиля  $m_c$  – масса ТМ без снаряжения, т.е. без инструмента, запасного колеса, дополнительного оборудования (например, радиоприёмника, кондиционера и др.) и заправки (топлива, жидкого смазочного материала и воды). Сухая масса ТМ включает массу жидкости в амортизаторах, смазки в шарнирах, гидроусилителе руля, электролита в аккумуляторах;
- 2) масса снаряжённой ТМ  $m_o$  – масса ТМ с заправкой и снаряжением, но без полезной нагрузки, водителя и пассажиров;
- 3) полная масса  $m_a$ .

Полная масса ТМ  $m_a$  вычисляется по формуле:

$$m_a = m_o + m_n ,$$

где  $m_n$  – масса нагрузки, кг.

### 3.3 Распределение нагрузки от полной массы ТМ по мостам

Полная масса ТМ распределяется между его мостами с учётом допускаемой нагрузки на поверхность дорожного покрытия.

Директивами Европейского Союза 85/3/ЕС, 86/360/ЕС, 88/212/ЕС, 89/338/ЕС и 93/53/ЕС установлены предельные значения осевых нагрузок и габаритных размеров ТМ. Предельные значения осевых нагрузок зависят от конструктивного исполнения мостов машины и количества колёс на каждом мосту.

Предельные полные массы ТМ устанавливаются в зависимости от количества мостов. Для двухосных одиночных ТМ предельно допустимая масса составляет 18 т; трёхосных – 25 т, а при сдвоенных шинах и пневматической подвеске – 26 т; четырёхосных – 36 т, а при сдвоенных шинах и пневматической подвеске – 38 т; пятиосных – 40 т; шестиосных, предназначенных для перевозки контейнеров ISO длиной 40 футов (около 12 м), зарезервирована величина 44 т; для прицепных автопоездов – 36 т.

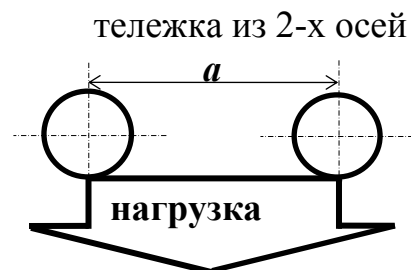
Масса, приходящаяся на ось (осевая нагрузка) дорожных ТМ машин, ограничена законодательствами всех стран. Осевые нагрузки на дорожное покрытие в странах Европы ограничены Директивой Европейского Союза 93/53/ЕС.

Согласно данной Директивы разрешены следующие осевые нагрузки :

#### Автомобили

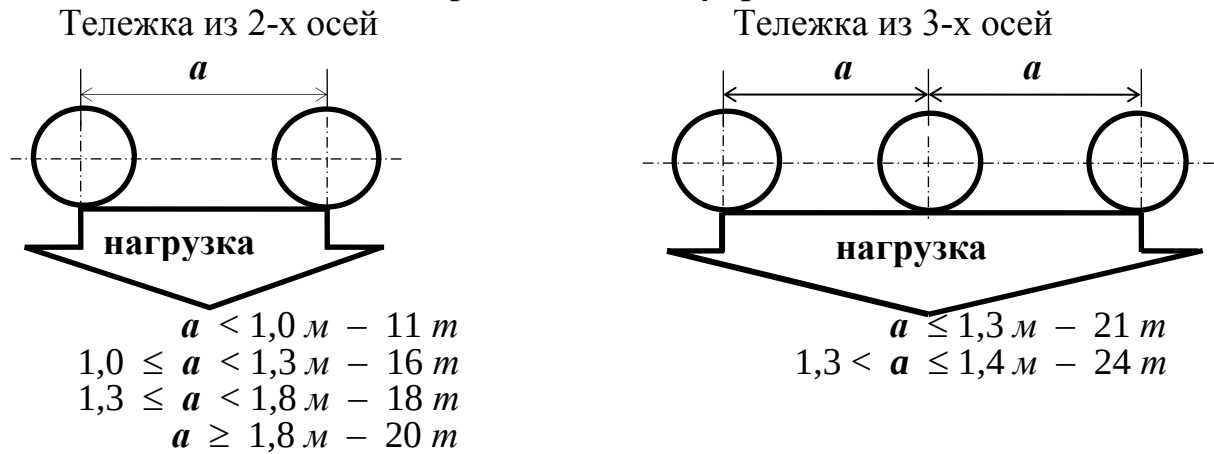


неведущая ось – 10 т  
ведущая ось – 11,5 т



1,0 <  $a$  < 1,3 м – 16 т  
1,3 ≤  $a$  < 1,8 м – 18 т  
(при сдвоенных колесах и наличии пневмоподвески допускается 19 т)

### Прицепы и полуприцепы



ТМ, у которых полная масса, осевая нагрузка или габаритные размеры превышают предельные значения, установленные нормативными документами, относятся к внедорожным.

Для внедорожных машин и легковых автомобилей нагрузка на одиночную ось не регламентируется.

Распределение нагрузки от полной массы ТМ по мостам необходимо знать для того, чтобы подобрать соответствующие этой нагрузке шины и определить по их размерам радиус качения колёс, а также чтобы рассчитать максимально возможную по сцеплению окружную силу тяги.

### 3.4 Подбор шин и определение расчётного радиуса качения колёс

Шины конструктор подбирает, используя ГОСТы с сортаментом шин.

При выборе шин исходным параметром является нагрузка на наиболее нагруженных колёсах.

Радиус качения колеса зависит от нормальной нагрузки, внутреннего давления воздуха в шине, окружной силы, коэффициента сцепления колеса с дорогой и поступательной скорости движения колеса при его качении.

Схематическое изображение тороидальной шины показано на рисунке 3.1.

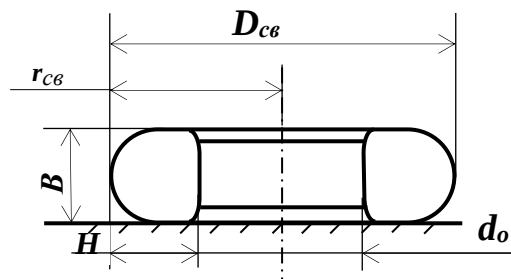


Рисунок 3.1 – Свободный радиус колеса

Расчетный радиус качения  $r_o$  в м вычисляется по формуле:

$$r_o = 0,5 \cdot (0,5 \cdot D_{св} + r_{ст}) ,$$

где  $D_{св}$  – свободный (наружный) диаметр шины, м;

$r_{ст}$  – статический радиус шины, м.

Статический радиус – это радиус неподвижного колеса под нагрузкой.

Значения свободного диаметра шины  $D_{св}$  и её статического радиуса  $r_{ст}$  приводятся в ГОСТах по сортаменту шин.

Шины имеют обозначение, выраженное в дюймах ( $1 \text{ дюйм} = 25,4 \text{ мм}$ ), или смешанное, выраженное в миллиметрах и дюймах.

Примеры обозначения шины:

**7,50R20** – шина радиальная обычного профиля;

**315/80R22,5** – шина радиальная низкопрофильная;

**7,50-20** – шина диагональная,

где **7,50** и **315** – обозначение ширины профиля шины соответственно в дюймах и миллиметрах;

**20** и **22,5** – обозначение посадочного диаметра обода в дюймах;

**R** – обозначение радиальной шины;

**80** – серия шины (отношение высоты **H** к ширине профиля шины **B** в процентах).

Если в обозначении шины указана её серия, то отношение  $H/B = \text{серия} \times 10^{-2}$ ; например, для шины, имеющей обозначение **295/60R22,5**, отношение  $H/B = 0,6$ , т.е.  $k_{ш} = 0,6$ .

Приближенно статический радиус шины  $r_{ст}$  можно также определить по цифрам, указанным в её обозначении:

$$r_{ст} = 0,5 \cdot d + k_{ш} \cdot B \cdot \lambda_{см},$$

где  $d$  – посадочный диаметр обода, мм;  $k_{ш} = H/B$ ;

$\lambda_{см}$  – коэффициент смятия шины ( $\lambda_{см} = 0,85...0,90$ ).

Расчётный радиус качения может быть также определён по выражению:

$$r_o = (1,02...1,03) \cdot r_{ст}.$$

### 3.5 Определение максимальной мощности двигателя и коэффициента полезного действия трансмиссии транспортной машины

Максимальную мощность двигателя определяют, исходя из условия обеспечения максимальной скорости движения ТМ при заданном дорожном сопротивлении  $\psi_v$  (пси).

Зная силы, действующие на ТМ, можно записать:

$$F_k = F_{\psi} + F_{\epsilon} + F_a.$$

Поскольку при максимальной скорости ускорение ТМ равно нулю, то  $F_a = 0$  и  $F_k = F_{\psi} + F_{\epsilon}$ . Умножив все члены последнего уравнения на максимальную скорость автомобиля  $V_{a \max}$ , получим:  $F_k \cdot V_{a \max} = F_{\psi} \cdot V_{a \max} + F_{\epsilon} \cdot V_{a \max}$  или

$$P_k = P_{\psi} + P_{\epsilon},$$

где  $P_k$  – мощность, подводимая к ведущим колёсам;  $P_{\psi}$  – мощность, затрачиваемая на преодоление дорожного сопротивления;  $P_{\epsilon}$  – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха.

Выразим мощность  $P_k$ , подводимую к колёсам, через мощность двигателя  $P_{ev}$ , необходимую для обеспечения максимальной скорости движения ТМ:

$$P_{ev} \cdot \eta_{тр} = P_{\psi} + P_{\epsilon} \quad \text{или} \quad P_{ev} \cdot \eta_{тр} = g \cdot m_{тм} \cdot \psi \cdot V_{тм \max} + k_{\epsilon} \cdot A_{\epsilon} \cdot V_{тм \max}^2 \cdot V_{тм \max}.$$

Отсюда окончательно получим:

$$P_{ev} = \frac{V_{тм \max}}{\eta_{тр}} \cdot (g \cdot m_{тм} \cdot \psi + k_{\epsilon} \cdot A_{\epsilon} \cdot V_{тм \max}^2), \text{ если скорость ТМ выражена в м/с.}$$

или, если скорость ТМ выражена в км/ч:

$$P_{ev} = \frac{V_{tm\ max}}{3,6 \cdot \eta_{mp}} \cdot \left( g \cdot m_{tm} \cdot \psi + \frac{k_v \cdot A_a \cdot V_{tm\ max}^2}{3,6^2} \right),$$

где  $\eta_{mp}$  – коэффициент полезного действия трансмиссии.

Так как при максимальной скорости движения ТМ двигатель работает на максимальных оборотах, то в случае установки на ней дизельного двигателя или бензинового с впрыском  $\omega_{e\ max} = \omega_p$  и  $P_{ev} = P_{e\ max}$ .

Для построения внешних скоростных характеристик двигателя, кроме найденных значений мощности  $P_{e\ max}^{cm}$  и коэффициентов  $a$ ,  $v$  и  $c$ , необходимо знание таких параметров, как частота (угловая скорость) коленчатого вала двигателя при максимальной мощности  $n_p(\omega_p)$ , минимальное  $n_{e\ min}(\omega_{e\ min})$  и максимальное  $n_{e\ max}(\omega_{e\ max})$  значение частот (угловых скоростей) коленчатого вала двигателя, и значение частоты вращения (угловой скорости) при максимальном крутящем моменте двигателя  $n_M(\omega_M)$ .

Снимаемая с коленчатого вала двигателя мощность, передаётся через узлы трансмиссии к ведущим колёсам ТМ, при этом часть мощности теряется.

Эти потери оцениваются *коэффициентом полезного действия (КПД)*. При определении КПД трансмиссии учитывают гидравлические потери, связанные с перемешиванием масла в картерах коробки передач и ведущего моста, и механические потери на трение в зубчатых зацеплениях, подшипниках, манжетах (сальниках) и карданных шарнирах.

Величина гидравлических потерь зависит от вязкости масла, скорости вращения валов и шестерён, а также от уровня масла.

Величина механических потерь зависит главным образом от качества обработки поверхностей трущихся деталей и качества смазки между ними; их считают пропорциональными крутящему моменту, нагружающему трансмиссию.

При работе трансмиссии ТМ с полной нагрузкой, т.е. при работе двигателя на внешней скоростной характеристике, КПД трансмиссии, в зависимости от типа ТМ, находится в пределах 0,85...0,95.

Определяя мощность двигателя, необходимую для обеспечения максимальной скорости движения ТМ, значения коэффициентов суммарного дорожного сопротивления  $\psi$  принимают из диапазона 0,010...0,050 (в зависимости от типа ТМ и условий их эксплуатации).

У различных двигателей значения оборотов коленчатого вала двигателя при его максимальной мощности  $n_p$  находятся в нижеследующих пределах:

**Бензиновые двигатели:** 5000...7000 об/мин

**Дизельные двигатели:** 2000...4000 об/мин

Минимальная частота вращения  $n_{e\ min}$  коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания, при которой они устойчиво работают с полной нагрузкой, находится в пределах 800...1000 об/мин.

### 3.6 Определение максимального крутящего момента двигателя

Если из правой части уравнения мощности двигателя вынести за скобки  $\frac{\omega_e}{\omega_p}$ ,

то после соответствующих преобразований получим выражение для построения зависимости крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала двигателя:

$$P_e^{cm} = P_{e\max}^{cm} \cdot \left( \frac{\omega_e}{\omega_p} \right) \cdot \left[ a + b \cdot \left( \frac{\omega_e}{\omega_p} \right) + c \cdot \left( \frac{\omega_e}{\omega_p} \right)^2 \right]; \quad \frac{P_e^{cm}}{\omega_e} = \frac{P_{e\max}^{cm}}{\omega_p} \cdot \left[ a + b \cdot \left( \frac{\omega_e}{\omega_p} \right) + c \cdot \left( \frac{\omega_e}{\omega_p} \right)^2 \right]$$

или

$$M_e^{cm} = M_p^{cm} \cdot \left[ a + b \cdot \left( \frac{\omega_e}{\omega_p} \right) + c \cdot \left( \frac{\omega_e}{\omega_p} \right)^2 \right].$$

Крутящий момент двигателя при максимальной мощности

$$M_p = P_{e\max} / \omega_p,$$

где  $M_p$  выражен в  $H \cdot m$ ,  $P_{e\max}$  – в  $Bt$ ,  $\omega_p$  – в  $рад/с$ ,

а максимальный крутящий момент двигателя:  $M_{e\max} = M_p \cdot k_m$ ,

где  $k_m$  – коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту.

Тогда максимальное значение крутящего момента двигателя, установленного на стенде

$$M_{e\max}^{cm} = M_{e\max} / k_{cm}.$$

Частота вращения коленчатого вала двигателя (угловая скорость) при максимальном крутящем моменте  $n_m$  ( $\omega_m$ ) определяется по формуле:

$$n_m = n_p / k_\omega.$$

где  $k_\omega$  – коэффициент приспособляемости двигателя по угловой скорости.

### 3.7 Определение передаточного числа главной передачи

Передаточное число главной передачи ТМ  $u_{zn}$  определяют, исходя из условия обеспечения максимальной скорости её движения. Зная, что  $V_{tm}$

$$= \omega_k \cdot r_o \quad \text{или} \quad V_{tm} = \frac{\omega_e}{u_{mp}} \cdot r_o,$$

определяем из выражения:

$$V_{tm\max} = \frac{\omega_{e\max}}{u_{kn}^6 \cdot u_{zn}} \cdot r_o.$$

$$\text{Отсюда передаточное число главной передачи} \quad u_{zn} = \frac{\omega_{e\max} \cdot r_o}{u_{kn}^6 \cdot V_{tm\max}}.$$

В это выражение  $V_{tm\max}$  подставляется в  $м/с$ .

Если  $V_{tm\max}$  имеет размерность  $км/ч$ , а обороты вала двигателя  $n_{e\max}$

заданы в об/мин, то  $u_{zn} = 0,377 \cdot \frac{n_{e\max} \cdot r_0}{u_{kn}^6 \cdot V_{m\max}}$ , т.к.  $\omega_e = 2\pi \cdot n_e / 60$ , т.е.  $\omega_e = n_e / 9,55$ ,

где  $u_{kn}^6$  – передаточное число высшей передачи в коробке передач ТМ.

Высшая передача в коробке передач бывает прямой, т.е. с  $u_{kn}^6 = 1$  или повышающей – с  $u_{kn}^6 = 0,65 \dots 0,85$ .

Главные передачи ТМ имеют передаточные числа в пределах  $3,00 \dots 8,00$ .

### 3.8 Определение передаточных чисел коробки передач

#### 3.8.1 Расчёт передаточного числа первой передачи

Расчёт передаточных чисел коробки передач (КП) начинают с определения передаточного числа первой передачи  $u_1$ .

Передаточное число первой передачи  $u_1$  должно быть таким, чтобы ТМ:

- 1) могла преодолевать максимальное для данного типа машины дорожное сопротивление, задаваемое коэффициентом  $\psi_{\max}$ ;
- 2) не буксовала при трогании с места;
- 3) могла двигаться с минимальной устойчивой скоростью для маневрирования в стеснённых условиях.

1.1) Зная силы, действующие на ТМ, запишем:

$$F_k = F_\psi + F_\phi + F_a.$$

Учитывая, что машина движется с установившейся скоростью, т.е. что сила сопротивления разгону  $F_a = 0$ , и что ввиду малой скорости при движении ТМ на 1-ой передаче сила сопротивления воздуха движению автомобиля  $F_\phi \approx 0$ , предыдущее равенство можно переписать в виде:  $F_k \geq F_\psi$ .

Выразив данные силы через их составляющие, окончательно получим:

$$\frac{M_{e\max} \cdot u_{zn} \cdot u_1 \cdot \eta_{mp}}{r_0} \geq \psi_{\max} \cdot G_{tm}.$$

Отсюда необходимое передаточное число 1-ой передачи по условию преодоления максимального дорожного сопротивления

$$u_{1\psi} \geq \frac{\psi_{\max} \cdot G_{tm} \cdot r_0}{M_{e\max} \cdot u_{zn} \cdot \eta_{mp}}.$$

При расчёте по этой формуле максимальное значение коэффициента суммарного дорожного сопротивления  $\psi_{\max}$  обычно принимают для ТМ из интервала  $\psi_{\max} = 0,35 \dots 0,50$ ; а для автопоездов – не менее 0,18.

2.1) Условие движения ТМ без буксования ведущих колёс имеет вид:

$$F_{k\max} \leq F_\phi.$$

Поэтому возможность реализации окружной силы  $F_{k\max}$  на ведущих колёсах ТМ при передаточном числе в коробке передач  $u_{1\psi}$ , проверяется по

условию сцепления ведущих колёс машины с поверхностью дорожного покрытия:

$$\frac{M_{e \max} \cdot u_{zn} \cdot u_1 \cdot \eta_{mp}}{r_0} \leq \varphi \cdot G_\varphi.$$

Откуда

$$u_{1\varphi} \leq \frac{\varphi \cdot G_\varphi \cdot r_0}{M_{e \max} \cdot u_{zn} \cdot \eta_{mp}},$$

где  $G_\varphi$  – сцепной вес ТМ.

Для полноприводной ТМ сцепной вес равен её собственному весу, т.е.

$$G_\varphi = G_{tm}.$$

Передаточное число в коробке передач на 1-ой передаче выбирается из условия:

$$u_{1\psi} \leq u_1 \leq u_{1\varphi}.$$

3.1) Желательно, чтобы передаточное число 1-ой передачи в КП  $u_1$  удовлетворяло условию обеспечения минимальной устойчивой скорости движения

машины  $V_{mm \min}$ . Полученное по выражению  $V_{mm \min} = \frac{\omega_{e \min} \cdot r_0}{u_1 \cdot u_{zn}}$  значение

минимальной скорости имеет размерность м/с; если надо выразить минимальную устойчивую скорость движения ТМ в км/ч, а минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала двигателя  $n_{e \min}$  задана в об/мин, то  $V_{mm \min}$  определится из выражения:

$$V_{mm \min} = 0,377 \cdot \frac{n_{e \min} \cdot r_0}{u_1 \cdot u_{\bar{a}}}.$$

Минимальная устойчивая скорость движения ТМ не должна превышать 3...6 км/ч.

### 3.8.2 Расчёт передаточных чисел промежуточных передач

Передаточные числа промежуточных передач в КП выбирают из условия обеспечения ими максимальной интенсивности разгона ТМ и возможности длительного движения при повышенном дорожном сопротивлении.

Для того, чтобы в процессе разгона двигатель работал с наибольшей средней мощностью, частоты вращения его коленчатого вала должны находиться в интервале, близком к максимальной мощности двигателя.

Допустим этот интервал определяется частотами вращения  $n_1$  и  $n_2$  (см. рисунок 3.2).

Отложим по оси ординат, кроме мощности, скорость движения автомобиля и нанесём прямые  $V_a = f(n_e)$ .

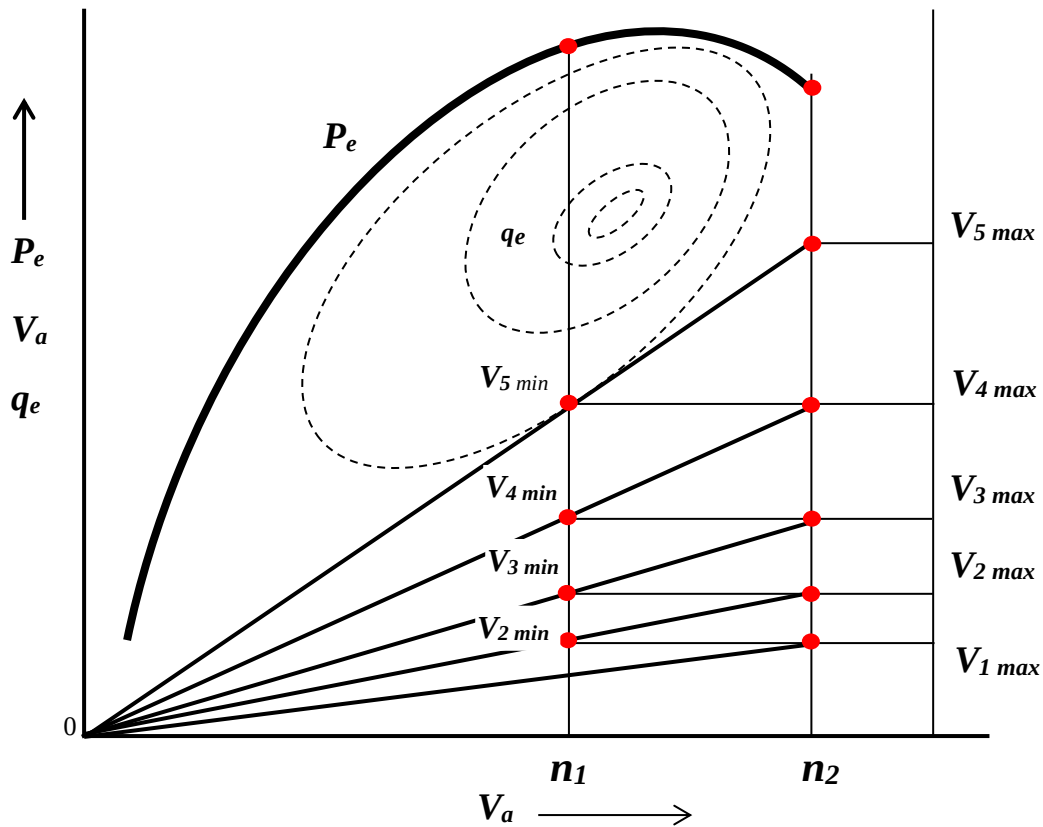


Рисунок 3.2 – К выбору передаточных чисел промежуточных передач КП

Если пренебречь падением скорости за время переключения передач, то скорость ТМ, достигнутая на низшей передаче перед моментом переключения при частоте вращения коленчатого вала двигателя  $n_2$  равна скорости ТМ на смежной высшей передаче при частоте вращения  $n_1$ , т.е. :

$$V_{1 \max} = V_{2 \min} ; V_{2 \max} = V_{3 \min} ; V_{3 \max} = V_{4 \min} \text{ и т.д.}$$

Учитывая, что  $V_{1 \max} = 0,377 \cdot \frac{n_2 \cdot r_o}{u_1 \cdot u_{\text{гп}}}$  ;  $V_{2 \min} = 0,377 \cdot \frac{n_2 \cdot r_o}{u_1 \cdot u_{\text{гп}}}$  ;

$$V_{2 \max} = 0,377 \cdot \frac{n_2 \cdot r_o}{u_1 \cdot u_{\text{гп}}} ; V_{3 \min} = 0,377 \cdot \frac{n_2 \cdot r_o}{u_1 \cdot u_{\text{гп}}} \text{ и т.д.,}$$

из выше приведенных равенств получим:

$$\frac{n_2}{u_1} = \frac{n_1}{u_2} ; \frac{n_2}{u_2} = \frac{n_1}{u_3} ; \frac{n_2}{u_3} = \frac{n_1}{u_4} \text{ и т.д.}$$

Отсюда:  $n_2 \cdot u_2 = n_1 \cdot u_1$  ;  $n_2 \cdot u_3 = n_1 \cdot u_2$  ;  $n_2 \cdot u_4 = n_1 \cdot u_3$  и т.д. или

$$u_2 = u_1 \cdot \left( \frac{n_1}{n_2} \right), \quad u_3 = u_2 \cdot \left( \frac{n_1}{n_2} \right) = u_1 \cdot \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2, \quad u_4 = u_3 \cdot \left( \frac{n_1}{n_2} \right) = u_1 \cdot \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^3 ; \dots$$

$$u_m = u_{m-1} \cdot \left( \frac{n_1}{n_2} \right) = u_1 \cdot \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^{m-1}.$$

Обозначим отношение  $\left( \frac{n_1}{n_2} \right)$  через  $q$ , тогда получим, что  $u_m = u_1 \cdot q^{m-1}$

или  $u_m = u_{m-1} \cdot q$

Следовательно, при постоянном интервале частот вращения коленчатого вала двигателя передаточное число каждой последующей передачи в КП получается из предыдущего умножением на постоянный множитель  $q$ . Такой ряд чисел называется **геометрической прогрессией**, а множитель  $q$  – **знаменателем геометрической прогрессии**.

Если  $n$ -я передача имеет передаточное число  $u_n$ , то знаменатель геометрической прогрессии  $q$  определяется из выражения:

$$u_n = u_1 \cdot q^{n-1},$$

т.е.  $q = \left( \frac{u_n}{u_1} \right)^{\frac{1}{n-1}}$ , подставляем это  $q$  в формулу для определения передаточного

числа  $u_m$ , тогда получим  $u_m = u_1 \cdot \left( \frac{u_n}{u_1} \right)^{\frac{m-1}{n-1}}$  или

$$u_m = \frac{u_1}{u_1^{\frac{m-1}{n-1}}} \cdot u_n^{\frac{m-1}{n-1}} = u_1^{1-\frac{m-1}{n-1}} \cdot u_n^{\frac{m-1}{n-1}} = u_1^{\frac{n-1-m+1}{n-1}} \cdot u_n^{\frac{m-1}{n-1}}, \text{ окончательно:}$$

$$u_m = u_1^{\frac{n-m}{n-1}} \cdot u_n^{\frac{m-1}{n-1}},$$

где  $n$  – номер высшей передачи в КП.

Если в качестве высшей передачи выбрать прямую передачу, т.е. передачу с передаточным числом  $u_n = 1$ , то последнее выражение трансформируется в

выражение вида  $u_m = u_1^{\frac{n-m}{n-1}}$ , где  $n$  – номер прямой передачи.

Время движения ТМ на высших передачах составляет 80...90 % общего времени. Поэтому ряд передаточных чисел целесообразно скорректировать таким образом, чтобы перепад между передаточными числами высших передач был меньше, чем между низшими. У большинства современных ТМ передаточные числа на высших передачах уменьшены на 5...15 % по сравнению со значениями, полученными по геометрической прогрессии, а на низших – соответственно на 5...10 % увеличены.

Средний шаг между передаточными числами в многоступенчатых составных КП находится в пределах 1,2...1,4.

### 3.9 Определение передаточных чисел раздаточной коробки

В раздаточных коробках полноприводных машин имеются, как правило, две ступени: низшая и высшая. Высшая является прямой или имеет передаточное число близкое к единице (0,95...1,05). Передаточное число низшей передачи в раздаточной коробке определяется из тех же условий, что и передаточное число на низшей передаче в коробке передач, т.е. исходя из условий:

- 1) преодоления транспортной машиной максимального подъёма:

$$u_{PKn \psi} \geq \frac{\psi_{max} \cdot G_{mm} \cdot r_0}{M_{e max} \cdot u_{kn1} \cdot u_{zn} \cdot \eta_{mp}}.$$

- 2) полного использования сцепного веса транспортной машины:

$$u_{PKn \varphi} \leq \frac{\varphi_{max} \cdot G_{mm} \cdot r_0}{M_{e max} \cdot u_{kn1} \cdot u_{zn} \cdot \eta_{mp}}.$$

- 3) обеспечения минимальной устойчивой скорости движения:

$$u_{PKn v} = 0,377 \cdot \frac{n_{e min} \cdot r_0}{V_{mm min} \cdot u_{kn1} \cdot u_{zn}}.$$

При расчётах принимают:  $\psi_{max} = 0,7 \dots 0,9$ ;  $\varphi_{max} = 0,8 \dots 0,9$ ;  
 $V_{mm min} = 2 \dots 3$  км/ч.

## 4 Оценка тягово-скоростных свойств транспортной машины

### 4.1 Уравнение движения ТМ

Оценку тягово-скоростных свойств ТМ производят, решая уравнение её движения. Уравнение движения ТМ связывает движущую её силу, с силами сопротивления и позволяет определить характер прямолинейного движения ТМ, т. е. в каждый момент времени найти ускорение, скорость, время движения и пройденный транспортной машиной путь.

Окружная сила на ведущих колесах  $F_k$  при движении ТМ затрачивается на преодоление сил сопротивления воздуха  $F_e$ , качению  $F_f$ , подъему  $F_h$  и разгону  $F_a$ , т. е.

$$F_k - F_e - F_f \pm F_h \pm F_a = 0.$$

Здесь знак “–” при силе  $F_h$  соответствует движению ТМ на подъеме, а знак “+” – движению на спуске; знак “–” при силе  $F_a$  соответствует разгону автомобиля, а знак “+” – торможению.

Записав в этом уравнении вместо сил выражения, их определяющие, получим:

$$\frac{M_e \cdot u_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_0} - k_B \cdot A_B \cdot V_{mm}^2 - G_{mm} \cdot f \cdot \cos \alpha \pm G_{mm} \cdot i \pm m_{mm} \cdot \delta \cdot \frac{dV_{mm}}{dt} = 0.$$

Разрешив последнее выражение относительно ускорения ТМ, для случая её разгона будем иметь:

$$\frac{dV_{mm}}{dt} = \frac{1}{m_{mm} \cdot \delta} \cdot \left( \frac{M_e \cdot u_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_0} - k_e \cdot A_e \cdot V_{mm}^2 - G_{mm} \cdot f \cdot \cos \alpha \pm G_{mm} \cdot i \right)$$

Данное уравнение называется уравнением движения транспортной машины.

Здесь:  $m_{mm}$  – полная масса ТМ, кг;

$G_{mm}$  – сила тяжести ТМ, Н;

$r_0$  – расчетный радиус качения ведущих колес, м;

$u_{mp}$  – передаточное число трансмиссии ТМ;

$\eta_{mp}$  – коэффициент полезного действия трансмиссии;

$k_e$  – коэффициент сопротивления воздуха,  $H \cdot c^2/m^4$ ;

$V_{mm}$  – скорость движения ТМ, м/с;

$A_e$  – площадь лобового сопротивления ТМ,  $m^2$ ;

$f$  – коэффициент сопротивления качению;

$i$  – коэффициент сопротивления подъему (тангенс угла наклона дороги по отношению к горизонту);

$\alpha$  – угол наклона продольного профиля дороги, град(рад);

$\delta$  – коэффициент учета вращающихся масс ТМ.

Решение уравнения движения ТМ в общем виде аналитическими методами практически невозможно, так как неизвестны точные функциональные зависимости, связывающие силы, действующие на ТМ, с её скоростью. Поэтому уравнение движения ТМ решают численными методами на ЭВМ или приближенно,

используя графо-аналитические методы. Наибольшее распространение получили *метод силового (тягового) баланса, метод мощностного баланса и метод динамической характеристики.*

#### 4.2 Уравнение силового (тягового) баланса транспортной машины

С целью решения уравнения движения ТМ методом силового баланса, представим его в виде:

$$F_k = F_с + F_f \pm F_h \pm F_a .$$

Учитывая, что  $F_f + F_h = F_\psi$ , для случая разгона ТМ, перепишем это уравнение следующим образом:

$$F_k = F_с + F_\psi + F_a .$$

Полученное уравнение называют уравнением силового баланса.

Уравнение силового баланса показывает, что сумма всех сил сопротивления движению в любой момент времени равна окружной силе на ведущих колесах ТМ.

Заменим обозначения сил их развернутыми выражениями:

$$\frac{M_e \cdot u_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_0} = k_B \cdot A_B \cdot V_{mm}^2 + G_{mm} \cdot \psi + m_{mm} \cdot \delta \cdot \frac{dV_{mm}}{dt} .$$

Это уравнение позволяет определить величину окружной силы, развиваемой на ведущих колесах ТМ, и установить, как она распределяется по различным видам сопротивлений.

#### 4.3 Тяговая характеристика транспортной машины

##### 4.3.1 Построение тяговой характеристики ТМ

Графическое изображение уравнения силового (тягового) баланса в координатах “окружная сила - скорость”, называется тяговой характеристикой ТМ (рисунок 4.1).

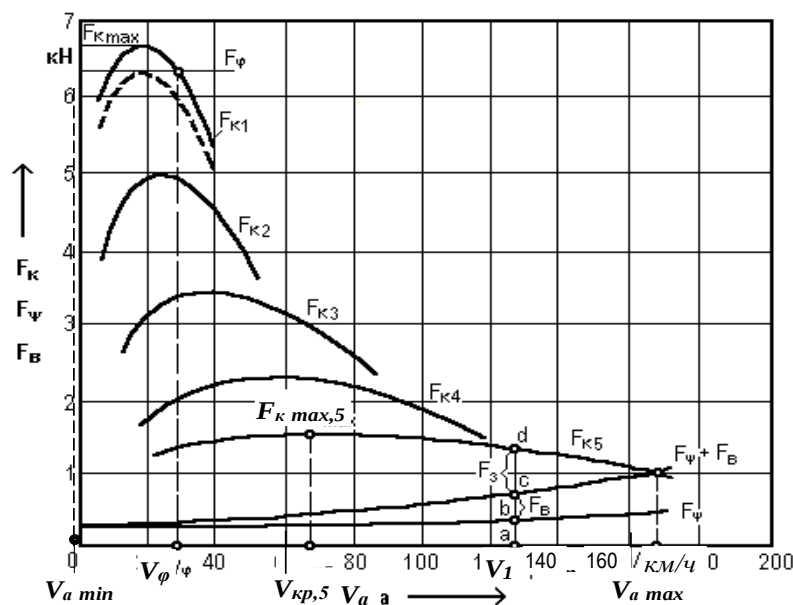


Рисунок 4.1—Тяговая характеристика транспортной машины

Кривые изменения окружной силы на передачах строят по данным, определяемым по формуле: 
$$F_{\kappa_{i,j}} = \frac{M_{e_i} \cdot u_{mp_j} \cdot \eta_{mp_j}}{r_o} .$$

где  $i$  и  $j$  – соответственно номер значения оборотов коленчатого вала двигателя, на которые разделен его рабочий скоростной диапазон и номер включенной передачи в коробке передач автомобиля.

Количество кривых тяговой характеристики ТМ равно числу передач в её коробке. В предположении отсутствия буксования сцепления и ведущих колес автомобиля связь между частотой вращения коленчатого вала двигателя  $n_e$  (или  $\omega_e$ ) и скоростью ТМ  $V_{т.м}$  находится из соотношения:

$$V_{т.м} = \omega_k \cdot r_o = \omega_e \cdot r_o / u_{mp} ,$$

где  $\omega_k$  – угловая скорость вращения ведущих колес ТМ,  $рад/с$ ;

$r_o$  – расчетный радиус качения ведущих колес,  $м$

или  $V_{т.м} = n_e \cdot r_o / (9,55 \cdot u_{mp})$ .

Здесь  $n_e$  имеет размерность  $об/мин$ , а  $V_{т.м}$  –  $м/с$ .

Учитывая, что  $1ч = 3600 с$  и  $1 км = 1000 м$  можем получить выражение для определения скорости автомобиля  $V_a$  в  $км/ч$ :

$$V_{т.м} = 0,377 \cdot n_e \cdot r_o / u_{mp} .$$

В нижней части этого графика наносят кривую  $F_{\psi} = F_f + F_h$ , построенную для одного значения  $\Psi$ . Кривую силы сопротивления воздуха  $F_v$  движению ТМ строят, откладывая значения этой силы вверх от значений силы  $F_{\psi}$ , для соответствующих скоростей движения ТМ (рисунок 4.1). Абсцисса точки пересечения кривой сил суммарного сопротивления  $F_{\psi} + F_v$  и окружной силы  $F_k$  при движении автомобиля на высшей передаче в трансмиссии определяет величину окружной силы, необходимой для движения ТМ с постоянной скоростью  $V_{т.м} = const$ , так как при этом запас окружной силы, а, следовательно, и ускорение ТМ равны нулю.

Если при некоторой скорости  $V_1$  кривая окружной силы  $F_k$  проходит выше кривой  $F_{\psi} + F_v$  (см. рисунок 4.1), то ордината  $F_z$ , заключенная между этими кривыми, представляет собой нереализованную часть окружной силы или запас силы, который можно реализовать для преодоления повышенного дорожного сопротивления или разгона ТМ.

#### 4.3.2 Практическое использование тяговой характеристики ТМ

С помощью графика тяговой характеристики (см. рисунок 4.1) определяют основные показатели динамичности ТМ при её равномерном движении:

1) максимальная скорость движения ТМ  $V_{max}$ .

Максимальную скорость  $V_{max}$  определяют по абсциссе точки пересечения кривых  $F_{\psi} + F_{\epsilon}$  и окружной силы на высшей передаче  $F_{kj}$  (рисунок 4.1), т. к. при этом запас окружной силы, а, следовательно, и ускорение ТМ равны нулю. Если указанные кривые не пересекаются, то максимальная скорость движения ТМ ограничивается максимальными оборотами коленчатого вала двигателя  $n_{e max}$  при движении ТМ на высшей передаче в коробке передач и определяется по значению абсциссы точки на тяговой характеристике, полученной при  $n_{e max}$  на высшей передаче в коробке передач.

2) *максимально возможная сила сопротивления дороги  $F_{\psi max}$ , которую может преодолеть ТМ.*

Максимально возможная сила сопротивления дороги, которую может преодолеть данная машина, определяется на низшей передаче в коробке передач. Ее значение  $F_{\psi max} = F_{k max} - F_{\epsilon}$ . При этом  $F_{\epsilon}$  соответствует скорости, при которой определяется  $F_{k max}$ .

3) *максимальная окружная сила  $F_{k max}$  по сцеплению шин ведущих колес с дорогой  $F_{\phi}$ .*

Предельное значение окружной силы  $F_k$  ограничивается силой сцепления ведущих колес ТМ с поверхностью дорожного покрытия  $F_{\phi}$  и определяется по формуле:

$$F_{\phi} = G_{\phi} \cdot \phi ,$$

где  $G_{\phi}$  — сцепной вес ТМ, т.е. сила тяжести, приходящаяся на её ведущие колёса,  
 $\phi$  — коэффициент сцепления шин ТМ с поверхностью дорожного покрытия.

Если окружная сила  $F_k$  меньше силы сцепления, то ведущие колеса катятся без пробуксовки. Если же  $F_k > F_{\phi}$ , ведущие колеса пробуксовывают, и для движения используется лишь часть силы, равная  $F_{\phi}$ . Остальная часть силы  $F_k$  вызывает ускоренное вращение колес, которое продолжается до тех пор, пока мощность, затрачиваемая на буксование, не уравнивает избыток мощности, подводимый к колесам.

4) *критическая скорость  $V_{кр,j}$  движения ТМ по условиям величины окружной силы на ведущих колесах и области устойчивого движения ТМ при полной нагрузке двигателя.*

Абсциссы точек перегиба кривых окружной силы  $F_{k,j}$  характеризуют критическую скорость движения ТМ  $V_{кр,j}$  по условию развиваемой окружной силы. При движении со скоростью  $V_{тм} > V_{кр,j}$  (где  $j$  — номер передачи), случайное повышение сопротивления движению вызывает уменьшение скорости, но при этом одновременно увеличивается значение окружной силы  $F_{k,j}$  на ведущих колесах. При движении же со скоростью  $V_{тм} < V_{кр,j}$ , увеличение сопротивления движению

снижает скорость машины, что приводит к интенсивному снижению  $F_{kj}$ . Таким образом, скорость  $V_{кр,j}$  является границей, определяющей область устойчивого движения ТМ при полной нагрузке двигателя. При  $V_{т.м} > V_{кр,j}$  движение на  $j$ -ой передаче устойчиво, а при  $V_{т.м} \leq V_{кр,j}$  — движение неустойчиво.

#### 4.4 Мощностная характеристика транспортной машины

Для анализа динамических свойств ТМ можно вместо соотношения сил использовать сопоставление мощности  $P_k$ , подводимой к ведущим колесам, с мощностью, необходимой для преодоления сопротивления движению.

По аналогии с уравнением силового (тягового) баланса уравнение мощностного баланса можно записать в виде:

$$P_k = P_e + P_\psi \pm P_a$$

или для случая установившегося движения автомобиля по горизонтальной дороге это уравнение можно представить в виде:

$$P_k = P_e + P_f \quad \text{или} \quad P_e \cdot \eta_{тр} = F_e \cdot V_{т.м} + F_f \cdot V_{т.м}.$$

Заменив обозначения сил их развернутыми выражениями, получим:

$$P_e \cdot \eta_{тр} = k_e \cdot A_e \cdot V_{т.м}^3 + G_a \cdot f \cdot V_{т.м}.$$

Мощностной баланс ТМ позволяет анализировать затраты мощности на преодоление сопротивлений движению, обусловленных воздействиями внешней среды и внутренним трением в механизмах автомобиля. Это позволяет оценить эффективность использования мощности двигателя и анализировать топливную экономичность автомобиля.

Пользуясь внешней скоростной характеристикой двигателя для каждой передачи строят зависимость  $P_e = f(V_{т.м})$ . На различных передачах одному и тому же значению  $n_e$  соответствует скорость  $V_{т.м}$  тем меньшая, чем больше передаточное число трансмиссии  $u_{тр}$ . Затем рассчитывают мощность, подводимую на каждой передаче от двигателя к ведущим колесам ТМ по выражению:

$$P_k = P_e \cdot \eta_{тр}.$$

В нижней части графика помещают характеристику  $P_\psi = P_f = f(V_a)$ , вверх от которой откладываются значения мощности, затраченной на преодоление сил сопротивления воздуха  $P_e$ . Данные мощности определяются из выражений:

$$P_f = F_f \cdot V_a \quad \text{и} \quad P_e = F_e \cdot V_a.$$

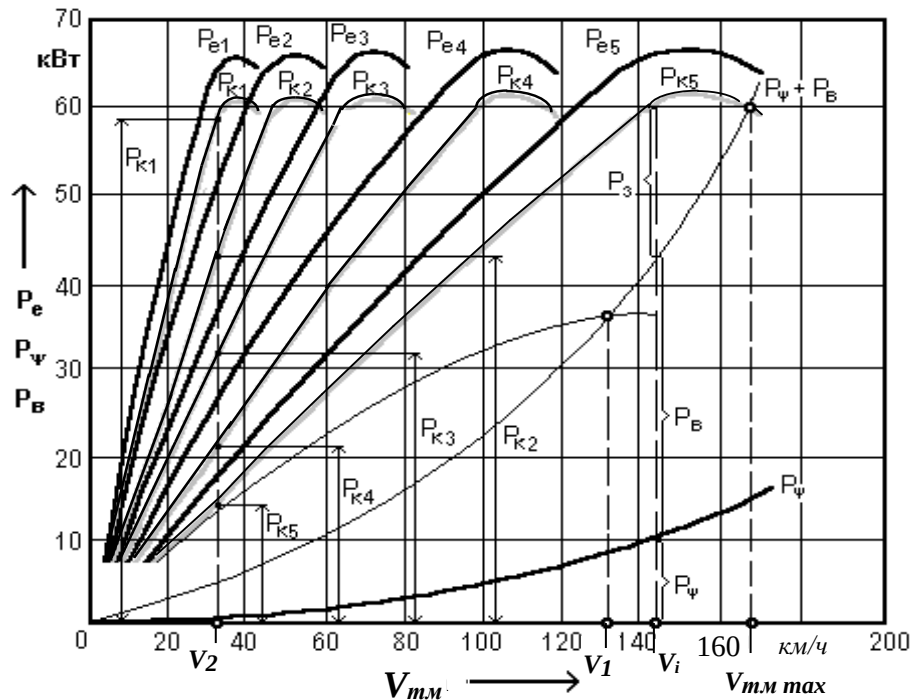


Рисунок 4.2 – Мощностная характеристика ТМ

Наибольшую скорость  $V_{т.м. max}$  при полной подаче топлива ТМ развивает на высшей передаче, когда мощность  $P_{к,5} = P_{\psi} + P_{\epsilon}$  (рисунок 4.2) или, если дан-ные кривые не пересекаются, то значение максимальной скорости движения ТМ ограничивается максимальными оборотами коленчатого вала двигателя  $n_{e max}$  и определяется по абсциссе значения мощности на ведущих колесах ТМ, полученной при максимальных оборотах двигателя на высшей передаче в КП.

Для равномерного движения по той же дороге со скоростью  $V_1$  (где  $V_1 < V_{т.м. max}$ ), водитель должен уменьшить подачу топлива.

Введем понятие о запасе мощности  $P_3$ , равном разности между мощностью, подведенной к ведущим колесам  $P_k$  при работе двигателя на внешней скоростной характеристике, и суммой мощностей сопротивления движению ( $P_{\psi} + P_{\epsilon}$ ) при установившемся движении ТМ.

Отрезок  $P_3$  (рисунок 4.2) характеризует запас мощности, который может быть израсходован на разгон ТМ или на преодоление увеличенного сопротивления дороги при движении ТМ на высшей передаче со скоростью  $V_i$ .

Отношение мощности, необходимой для равномерного движения ТМ, к мощности, которую двигатель может развить при полной подаче топлива и той же скорости движения ТМ называют степенью использования мощности двигателя и обозначают буквой  $I$ :

$$I = (P_{\psi} + P_{\epsilon}) / P_k = (P_{\psi} + P_{\epsilon}) / (P_e \cdot \eta_{тр}).$$

Чем лучше качество дорожного покрытия и меньше скорость ТМ, тем меньше используемая мощность двигателя.

## 4.5 Динамическая характеристика транспортной машины

Методы тягового (силового) и мощностного балансов затруднительно применять при сравнении тягово-динамических свойств ТМ, имеющих различные снаряженные массы и грузоподъемность, так как при движении их в одинаковых условиях силы и мощности, необходимые для преодоления суммарного дорожного сопротивления, различны. От этого недостатка свободен метод решения уравнения движения с помощью динамической характеристики.

### 4.5.1 Построение динамической характеристики

С целью построения графика динамической характеристики воспользуемся безразмерной величиной  $D$  – динамическим фактором, равным отношению свободной силы тяги  $(F_k - F_{\phi})$  к силе тяжести ТМ  $G_{т.м.}$ :

$$D = (F_k - F_{\phi}) / G_{т.м.}$$

Графическое изображение зависимости динамического фактора от скорости движения ТМ на различных передачах в коробке передач и полной нагрузке на ТМ называют динамической характеристикой ТМ.

Динамическая характеристика ТМ приведена на рисунке 4.3.

Чтобы связать динамический фактор с условиями движения ТМ, перенесем в уравнении силового баланса силу сопротивления воздуха  $F_{\phi}$  в левую часть уравнения:

$F_k - F_{\phi} = F_{\psi} + F_a$  или  $F_k - F_{\phi} = G_{т.м.} \cdot \psi + m_{т.м.} \cdot \delta \cdot a_x$   
и разделим обе части полученного равенства на силу тяжести ТМ  $G_{т.м.}$ .

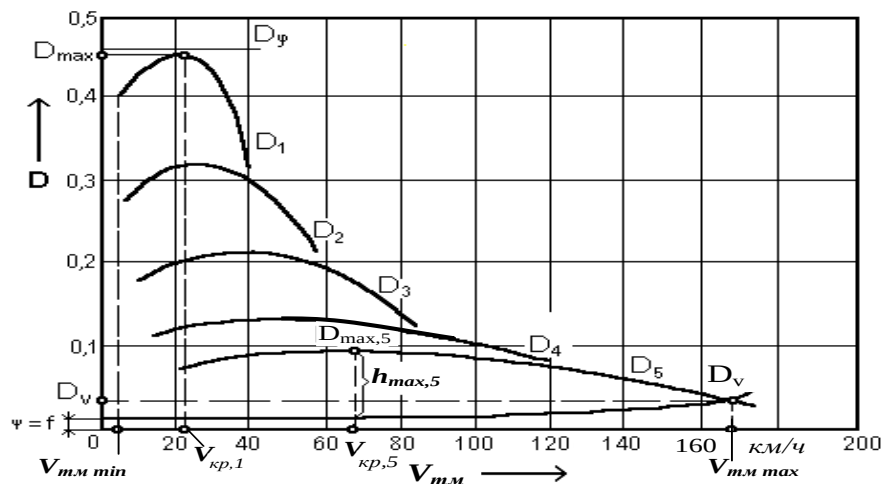


Рисунок 4.3 – Динамическая характеристика ТМ

Учитывая, что  $G_{т.м.} = m_{т.м.} \cdot g$ , где  $g$  – ускорение свободного падения,  $м/с^2$ , окончательно получим:

$$D = \psi + \frac{\delta}{g} \cdot a$$

#### 4.5.2 Практическое использование динамической характеристики

По динамической характеристике можно судить о тягово-скоростных свойствах ТМ. С этой целью по графику (рисунок 4.3) определяются:

1) *Максимальная скорость движения автомобиля  $V_{т.м. max}$ .*

Принимая во внимание, что при  $V_{т.м. max}$   $a_x = 0$ , из уравнения динамического фактора получим, что  $D = \psi$ . Следовательно,  $V_{т.м. max}$  определяется в заданном масштабе абсциссой точки пересечения кривых  $D = f(V_{т.м.})$  на высшей передаче и  $\psi = f(V_{т.м.})$ . Если вышеуказанные кривые не пересекаются, то значению максимальной скорости движения ТМ соответствует абсцисса точки на динамической характеристике ТМ, полученная при максимальных оборотах коленчатого вала двигателя  $n_{e max}$  на высшей передаче в коробке передач.

В общем случае кривая  $\psi = f(V_{т.м.})$  является квадратичной параболой, так как  $\psi = f_v + i$ , а  $f_v = f(V_{т.м.})$ . Динамическая характеристика ТМ строится в предположении, что ТМ движется по горизонтальной дороге, т.е.  $i = 0$ , следовательно, при этом  $\psi = f_v$ . Динамический фактор при  $V_{т.м. max}$  обозначим через  $D_v$  (рисунок 4.3).

2) *Максимальное дорожное сопротивление, преодолеваемое автомобилем на высшей (k-ой) передаче  $F_{\psi max, k}$ .*

Ординаты точек перегиба кривых  $D_{max, j}$  определяют  $\psi_{max, j}$  на j-ой передаче.

Максимальный динамический фактор на высшей передаче  $D_{max, k}$ , где  $k$  – номер высшей передачи, определяет коэффициент суммарного дорожного сопротивления, пропорциональный силе сопротивления, которую может преодолеть ТМ без перехода на низшие передачи.

Следовательно, для определения максимального дорожного сопротивления, преодолеваемого ТМ на высшей передаче  $F_{\psi max, k}$ , необходимо по графику динамической характеристики найти  $D_{max, k}$  и определить  $F_{\psi max, k}$  по формуле:

$$F_{\psi max, k} = \psi_{max, k} \cdot G_{т.м.} \text{ или, так как } D = \psi, F_{\psi max, k} = D_{max, k} \cdot G_{т.м.}.$$

3) *Максимальный уклон  $i_{max, j}$ , преодолеваемый ТМ на j-ой передаче.*

Уклон дороги  $i$  и коэффициент сопротивлению качению  $f$  в совокупности определяют коэффициент сопротивления дороги  $\psi$ , т.е.  $\psi = i + f$ . А так как  $D = \psi$ , то если известна величина коэффициента сопротивления качению ТМ в функции скорости её движения  $f_v = f(V_{т.м.})$ , то по разности  $(D_{max, j} - f_v)$  можно определить величину максимального уклона, который сможет преодолеть автомобиль на данной передаче, т.е.

$$i_{max, j} = D_{max, j} - f_v.$$

4) *Критическая скорость движения ТМ  $V_{кр, j}$  по условию величины динамического фактора и область устойчивого движения ТМ при полной нагрузке двигателя.*

Абсциссы точек перегиба кривых динамического фактора  $D_{j \max}$  характеризуют критическую скорость движения ТМ  $V_{кр,j}$  по условиям величины динамического фактора. При движении ТМ на  $j$ -ой передаче со скоростью  $V_{т.м} > V_{кр,j}$ , случайное повышение сопротивления движению вызывает уменьшение скорости, но при этом одновременно увеличивается значение динамического фактора  $D_j$ . При движении же со скоростью  $V_{т.м} \leq V_{кр,j}$ , увеличение сопротивления движению снижает скорость машины, что приводит к интенсивному уменьшению  $D_j$ . Таким образом, скорость  $V_{кр,j}$  является границей, определяющей область устойчивого движения ТМ при полной загрузке двигателя, т.е. при  $V_{т.м} > V_{кр,j}$  – движение устойчиво, при  $V_{т.м} \leq V_{кр,j}$  – движение неустойчиво.

5) *Зона движения ТМ без буксования ведущих колес.*

Максимальное значение окружной силы на ведущих колесах  $F_{к \max}$  ограничено сцеплением шин с поверхностью дорожного покрытия, т. е. ограничено силой  $F_{\phi} = \phi \cdot G_{\phi}$ . Поскольку максимальная окружная сила имеет место при движении автомобиля с малой скоростью, то при подсчете динамического фактора, ограниченного сцеплением  $D_{\phi}$ , пренебрегают силой сопротивления воздуха, т.е. считают, что

$$D_{\phi} = F_{\phi} / G_{т.м} \text{ или } D_{\phi} = \phi \cdot (G_{\phi} / G_{т.м}) .$$

Отношение  $G_{\phi} / G_{т.м}$  называют *коэффициентом сцепного веса*. Этот коэффициент показывает, какая доля веса ТМ приходится на ведущие колеса. С увеличением коэффициента сцепного веса ТМ повышается её проходимость.

Таким образом, зона движения транспортной машины без буксования ведущих колёс определяется условием:

$$D_{\phi} \geq D_{\max}$$

6) *Условие безостановочного движения.*

Условие безостановочного движения ТМ, выраженное в динамических факторах имеет вид:

$$D_{\phi} \geq D_{\max} \geq \psi_{\max} .$$

## 4.6 Разгон транспортной машины

Показателями динамических свойств ТМ при разгоне служат величина ускорения, а также время и путь разгона ТМ.

### 4.6.1 Ускорение транспортной машины при разгоне

Ускорение ТМ при разгоне (приемистость) характеризует её способность быстро трогаться с места и увеличивать скорость движения.

Ускорение ТМ определяют экспериментально или рассчитывают применительно к горизонтальной дороге с твердым покрытием хорошего качества при условии максимального использования мощности двигателя и отсутствии буксования колес.

Минимальное значение скорости при разгоне  $V_{mm \min}$  соответствует минимальным устойчивым оборотам коленчатого вала двигателя  $n_{e \min}$ . В интервале скоростей  $0 - V_{mm \min}$  машина трогается с места при пробуксовке сцепления и постепенном увеличении подачи топлива.

Величину ускорения ТМ в  $м/с^2$  находят из уравнения, связывающего значение динамического фактора с условиями её движения. Учитывая, что для горизонтальной дороги  $\psi = f_v$ , запишем:

$$D - f_v = \frac{\delta}{g} \cdot a_x \quad \text{или} \quad a_x = \frac{D - f_v}{\delta} \cdot g,$$

где  $g$  – ускорение свободного падения ( $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ).

Определив на каждой передаче коэффициент учета вращающихся масс  $\delta$ , рассчитывают ускорения  $a_x$  на каждой из передач.

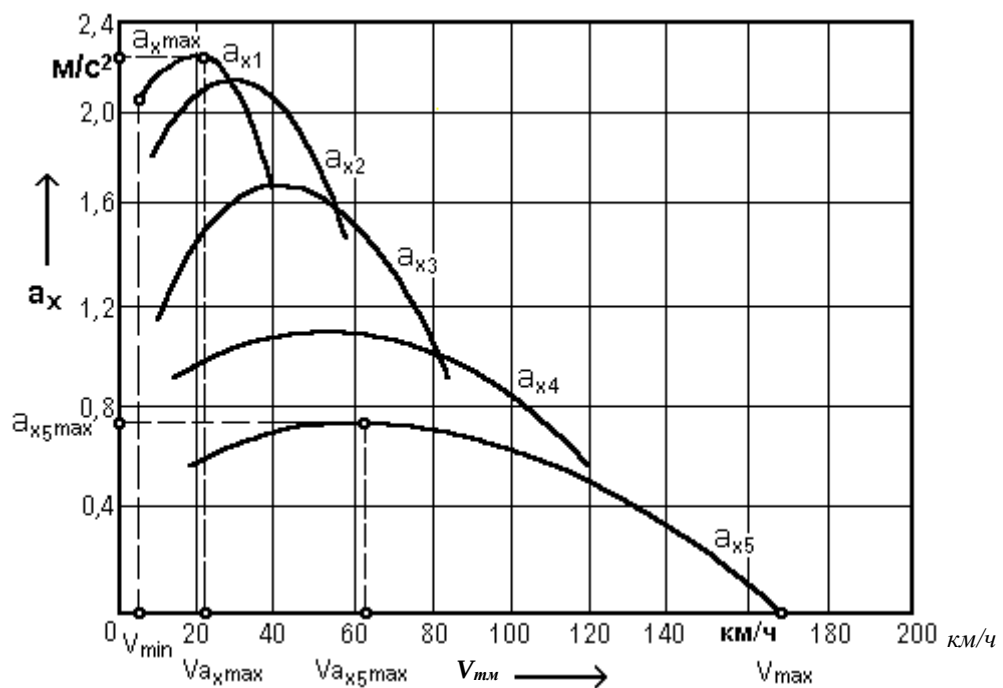


Рисунок 4.4 – Ускорения транспортной машины на передачах

У грузовых автомобилей и автобусов максимальное ускорение  $a_{x \max, 1}$  на 1-ой передаче может быть ниже, чем на 2-ой или примерно одинаковым. Это объясняется большой величиной передаточного числа трансмиссии на этих передачах, вследствие чего резко увеличивается коэффициент учета вращающихся масс автомобиля  $\delta$ .

#### 4.6.2 Время и путь разгона транспортной машины

Более удобными и наглядными оценочными измерителями интенсивности разгона ТМ являются время  $t$  и путь  $S$  её разгона. Эти параметры могут быть определены экспериментально или расчетным путем.

При расчете принимаются следующие допущения:

- 1) считают, что после включения передачи на ведущие колеса ТМ сразу же передается мощность двигателя, соответствующая полной подаче топлива;
- 2) в каждый момент времени к колесам подводится мощность, определяемая по внешней скоростной характеристике двигателя для частоты вращения, соответствующей скорости движения разгоняющегося автомобиля.

Время и путь разгона автомобиля рассчитывают в предположении, что он разгоняется по ровной горизонтальной дороге при полной подаче топлива на участке длиной 2000 м (ГОСТ 22576-90. АТС. Скоростные свойства. Методы испытаний).

#### 4.6.2.1 Определение времени разгона транспортной машины

Трогание с места начинают на передаче, обеспечивающей максимальное ускорение. Для определения наиболее интенсивного разгона в расчет вводят ускорения, соответствующие максимально допустимой скорости движения ТМ на данной передаче (кривая  $a_{0,1}$ ;  $a_{6,1}$ ; б; в; г; д и е на рисунке 4.5).

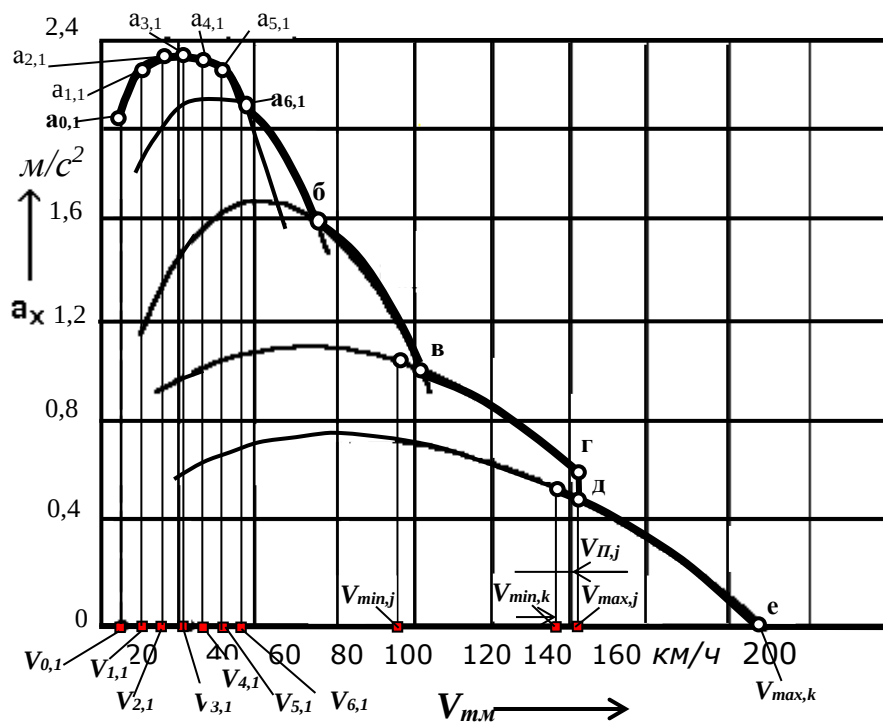


Рисунок 4.5 — К построению характеристики времени и пути разгона ТМ

Время разгона автомобиля на  $j$ -ой передаче от скорости  $V_{min,j}$  до скорости  $V_{max,j}$  находят, исходя из следующих соотношений:

$$a_x = \frac{dV_a}{dt}; \quad dt = \frac{dV_a}{a_x}; \quad t = \int_{V_{min,j}}^{V_{max,j}} \frac{dV_a}{a_x}.$$

Общее время разгона автомобиля на  $j$ -ой передаче от скорости  $V_{min,j}$  до  $V_{max,j}$ , при которой прекращается движение на  $j$ -ой передаче, находят суммированием времен разгона в интервалах, т. е.:

$$T_j = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n = \sum_{i=1}^n \Delta t_i,$$

где  $n$  – число интервалов скоростей на  $j$ -ой передаче.

По накопленным значениям  $\Delta t_i$ , определенным для различных скоростей, строят кривую времени разгона на  $j$ -ой передаче, начиная ее со скорости  $V_{min,j}$ . Для передачи, на которой происходит трогание автомобиля с места в начальный момент при  $t = 0$  скорость автомобиля принимается равной  $V_{a min}$  (рисунок 4.6).

Во время переключения передач с разрывом потока мощности ТМ движется накатом. Время переключения передач зависит от квалификации водителя, конструкции коробки передач и типа двигателя. Время движения при нейтральном положении в коробке передач  $t_n$  двигателем находится в пределах 0,5 ... 2,5 с. При расчетах обычно принимают  $t_n = 1$  с.

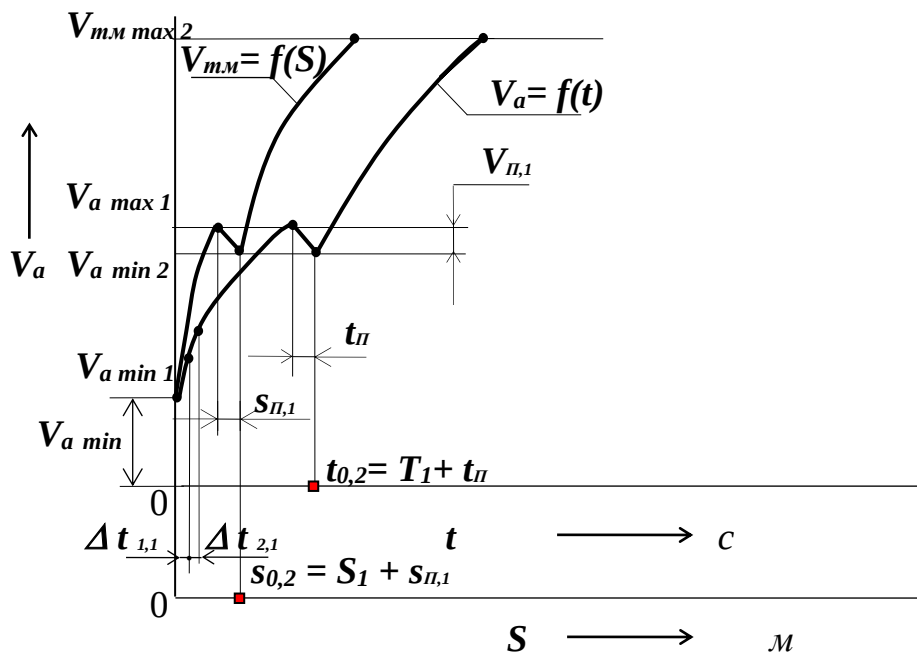


Рисунок 4.6 – Разгон машины на 1-ой и 2-ой передачах

В процессе переключения передач скорость ТМ уменьшается.

Величину уменьшения скорости  $V_{nj}$  за время движения ТМ накатом в процессе переключения передач, можно найти, решая уравнение силового баланса:

$$F_k = F_f \pm F_a \pm F_h + F_e.$$

При движении накатом окружная сила на ведущих колесах  $F_k = 0$ ; так как ТМ движется по горизонтальной дороге, то сила сопротивления подъему  $F_h = 0$ .

Пренебрегая сопротивлением воздуха за время переключения передач, т. е. принимая  $F_{\text{с}} = 0$ , окончательно получим:  $F_f \pm F_a = 0$ .

Так как ТМ движется накатом, т. е. с замедлением, то сила сопротивления разгону  $F_a$  принимает отрицательное значение.

Следовательно, можно записать, что  $F_f = F_a$  или в развернутом виде:

$$G_a \cdot f_v = \frac{G_a}{g} \cdot \delta_n \cdot \frac{dV_{\Pi}}{dt}, \quad \frac{dV_{\Pi}}{dt} = \frac{f_v \cdot g}{\delta_n},$$

где  $\delta_n$  - коэффициент учета вращающихся масс ТМ при её движении накатом, который в этом случае может быть принят равным 1,03 ... 1,05.

Считаем, что за время переключения передач сила сопротивления качению ТМ не изменяется, т. е. коэффициент сопротивления качению  $f_v$  остается постоянным и равным коэффициенту сопротивления качению  $f_v$ , полученному при скорости, соответствующей моменту переключения передач.

$$\frac{dV_{\Pi}}{dt} = 9,3 \cdot f_v \quad \text{или} \quad V_{\Pi} = \int_0^{t_{\Pi}} 9,3 \cdot f_v \cdot dt.$$

Отсюда  $V_{\Pi} = 9,3 \cdot f_v \cdot t_{\Pi}$  [м/с] или  $V_{\Pi} = 33,5 \cdot f_v \cdot t_{\Pi}$  [км/ч].

#### 4.6.2.2. Определение пути разгона транспортной машины

Путь разгона ТМ  $S$  за время  $t$  определяется из выражения:

$$S = \int_0^t V_a \cdot dt$$

Путь разгона ТМ до заданной скорости определяется суммированием элементарных путей  $\Delta s_i$  на каждом интервале скоростей  $\Delta V_i$ . Общий путь разгона ТМ на  $j$ -ой передаче  $S_j$  от скорости  $V_{a \min, j}$  до скорости  $V_{a \max, j}$  находят суммированием значений пути разгона в интервалах, т. е.

$$S_j = \sum_{i=1}^n \Delta s_i,$$

где  $n$  – число интервалов скоростей при движении ТМ на  $j$ -ой передаче.

Путь  $S_{\Pi j}$ , пройденный ТМ за время переключения  $t_{\Pi}$  с  $j$ -ой на  $(j + 1)$ -ю передачу, определяется по формуле:

$$S_{\Pi j} = (V_{\max, j} - 0,5 \cdot V_{\Pi j}) \cdot \frac{t_{\Pi}}{3,6},$$

где  $V_{max,j}$  – скорость, при которой начинается переключение на смежную высшую передачу, и  $V_{п,j}$  – скорость, которая теряется за время переключения передач, выражены в км/ч, а время переключения передач  $t_{п}$  – в секундах.

В качестве минимальной (начальной) скорости, с которой начинается разгон на последующей передаче, принимается скорость  $V_{min,k}$  (рисунок 4.5), определяемая по выражению:

$$V_{min,k} = V_{max,j} - V_{п,j} \quad .$$

Для построения графика разгона ТМ время и путь разгона на последующей передаче прибавляются к соответствующим значениям на предыдущей передаче, т. е.

$$t = T_n + t_{п} + \dots + T_j + t_{п} \dots + T_k ;$$

$$S = S_n + s_{п,n} + \dots + S_j + s_{п,j} \dots + S_k ,$$

где  $n$  – номер передачи, с которой происходит трогание ТМ с места;

$j$  – номер промежуточной передачи в коробке передач;

$k$  – номер высшей передачи.

Образец скоростных характеристик времени и пути разгона ТМ показан на рисунке 4.7.

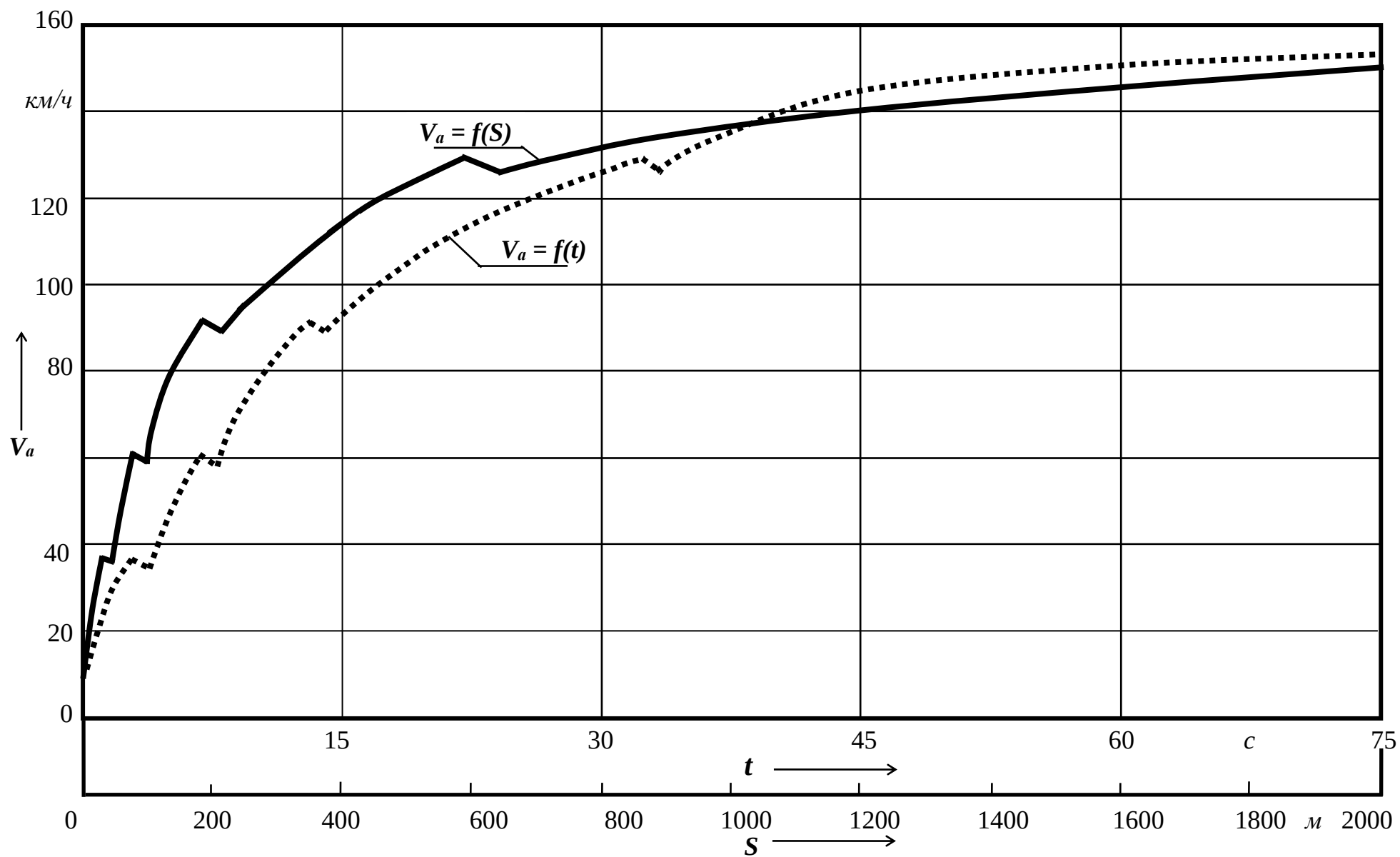


Рисунок 4.7 — Скоростные характеристики времени и пути разгона автомобиля

## 5 Оценка топливно-экономических свойств транспортной машины

*Топливной экономичностью ТМ называют совокупность свойств, определяющих расход топлива при выполнении ею работы в различных условиях эксплуатации.*

Повышение топливной экономичности ТМ приводит не только к экономии топлива, снижению себестоимости перевозок, но и к снижению экологической опасности автотранспортных средств.

Топливная экономичность в основном зависит от конструкции ТМ и условий её эксплуатации. Она определяется степенью совершенства рабочего процесса в двигателе и КПД трансмиссии, соотношением между снаряженной и полной массой ТМ, интенсивностью её движения, а также сопротивлением, которое оказывает движению ТМ окружающая среда.

### 5.1 Оценочные показатели топливной экономичности

Источником энергии для движения автотранспортного средства является установленный на нем двигатель. Поэтому топливная экономичность АТС в значительной мере определяется такими показателями двигателя, как часовой расход топлива  $G_T$ , кг/ч — масса топлива, расходуемого за один час работы двигателя, и удельный расход топлива  $g_e$ , г/(кВт·ч) — масса топлива, расходуемого в час на единицу мощности двигателя.

Основным измерителем топливной экономичности автомобиля в странах СНГ и большинстве европейских стран является расход топлива в л на 100 км пройденного пути или путевой расход топлива  $Q_s$ , л/100 км.

В США и Соединенном Королевстве (Великобритания и Северная Ирландия) наряду с путевым расходом топлива используют обратный измеритель — длину пробега на единицу объема израсходованного топлива. За единицу пути принимают милю, а за единицу объема жидкости — галлон (1 сухопутная миля = 1,609 км, 1 галлон США = 3,785 л, а 1 галлон британский = 4,546 л).

Согласно ГОСТ 20306-90 “АТС. Топливная экономичность. Методы испытаний” оценочными показателями топливной экономичности служат:

- 1) контрольный расход топлива (КРТ);
- 2) расход топлива в магистральном цикле на дороге (РТМЦ);
- 3) расход топлива в городском цикле на дороге (РТГЦд);
- 4) расход топлива в городском цикле на стенде (РТГЦ);
- 5) топливная характеристика установившегося движения (ТХ);
- 6) топливно-скоростная характеристика на магистрально-холмистой дороге (ТСХ).

Эти оценочные показатели не имеют нормированных значений.

**1 — Контрольный расход топлива** определяют для всех категорий АТС при движении по прямой горизонтальной дороге протяженностью 1000 м и более на высшей передаче с выдерживанием заданной скорости с точностью  $\pm 2$  км/ч.

**2 – Расход топлива в магистральном цикле на дороге** измеряют для АТС всех категорий, кроме городских автобусов, пробегом по измерительному участку с соблюдением режимов движения, заданных операционной картой (таблица 5.1) и схемой цикла (рисунок 5.1).

Таблица 5.1 – Операционная карта, регламентирующая движение грузовых автомобилей и автопоездов полной массой свыше 3,5 т и междугородных автобусов в магистральном цикле на дороге

| Номер операции | Отметка пути, м | Последовательность операций                                                                                     |
|----------------|-----------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1              | —               | Установление постоянной скорости 30 км/ч                                                                        |
| 2              | Нуль            | В момент пересечения отметки “нуль” включение одновременно приборов, измеряющих время движения и расход топлива |
| 3              | 0 - 50          | Движение со скоростью 30 км/ч                                                                                   |
| 4              | 50 - 300        | Разгон до скорости 50 км/ч и движение с этой скоростью                                                          |
| 5              | 300 - 1000      | Разгон до скорости 70 км/ч и движение с этой скоростью                                                          |
| 6              | 1000 - 1300     | Замедление двигателем до скорости 50 км/ч                                                                       |
| 7              | 1300 - 1400     | Движение со скоростью 50 км/ч                                                                                   |
| 8              | 1400 - 2200     | Разгон до скорости 70 км/ч и движение с этой скоростью                                                          |
| 9              | 2200 - 2700     | Разгон до скорости 75 км/ч и движение с этой скоростью                                                          |
| 10             | 2700 - 2900     | Замедление двигателем до скорости 65 км/ч                                                                       |
| 11             | 2900 - 3500     | Движение со скоростью 65 км/ч                                                                                   |
| 12             | 3500 - 3850     | Замедление двигателем до скорости 45 км/ч                                                                       |
| 13             | 3850 - 4000     | Движение со скоростью 45 км/ч                                                                                   |
| 14             | —               | В момент пересечения отметки 4000 м выключение измерительных приборов                                           |
| 15             | —               | Занесение результатов измерений в протокол испытаний                                                            |

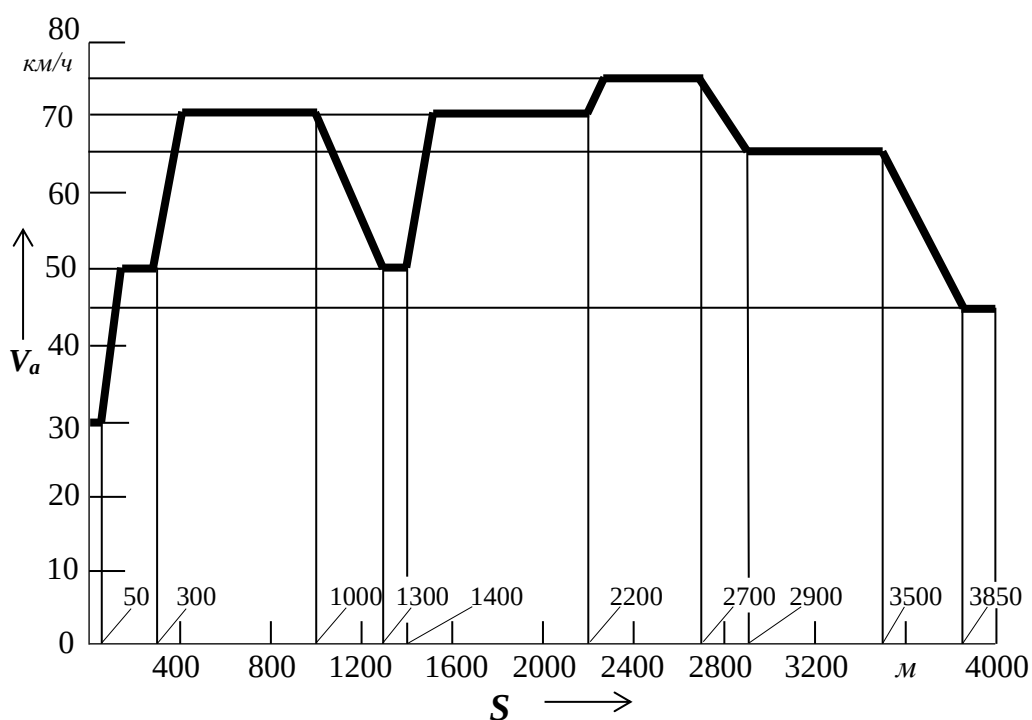


Рисунок 5.1 – Схема магистрального цикла на дороге для грузовых автомобилей полной массой свыше 3,5 т и междугородных автобусов

**3 – Расход топлива в городском цикле на дороге** оценивают для АТС всех категорий, кроме магистральных автопоездов, междугородних и туристских автобусов, так же как расход топлива в магистральном цикле на дороге. Отличием являются только характеристики операций по операционной карте и схема цикла.

**4 – Расход топлива в городском цикле на стенде** определяется только для АТС полной массой менее 3,5 т. Испытания проводят на стенде с беговыми барабанами по ездовому циклу в соответствии с картой и схемой цикла.

**5 – Топливная характеристика установившегося движения** определяется при движении АТС на высшей передаче, начиная от максимальной скорости движения до минимальной. Скорости задают кратными 10 и контролируют по спидометру.

Топливная характеристика установившегося движения ТМ показана на рисунке 5.2).

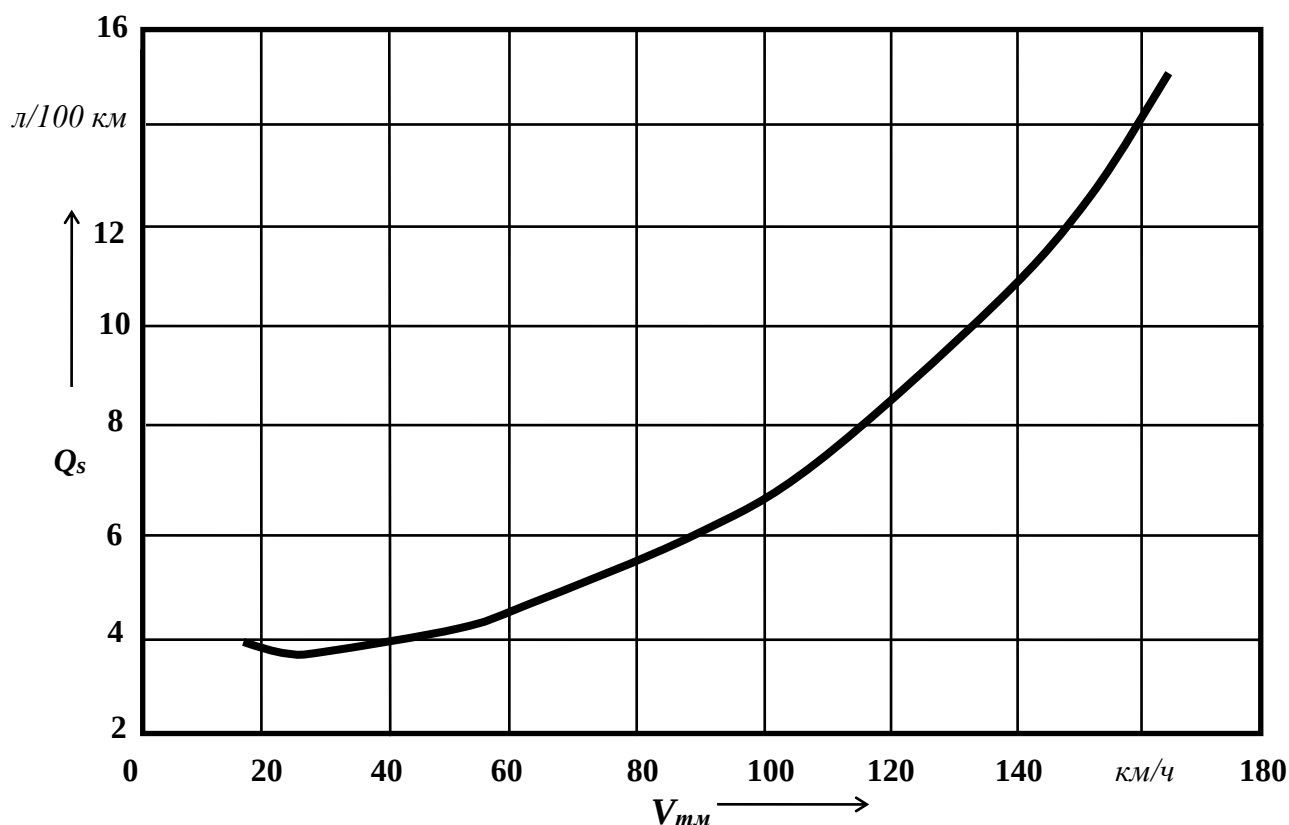


Рисунок 5.2 – Топливная характеристика установившегося движения

**6 – Топливо-скоростная характеристика на магистрально-холмистой дороге** определяется на участке длиной 13 ... 15 км, имеющем переменный продольный профиль с чередующимися подъемами и спусками длиной до 800 м и продольными уклонами до 4 %; радиусы кривых в плане не менее 1000 м.

## 5.2 Уравнение расхода топлива

Удельный расход топлива  $g_e$  связан с часовым расходом топлива  $G_T$  соотношением:

$$g_e = 10^3 \cdot \frac{G_T}{P_e} \cdot \left[ \frac{2}{\kappa B m \cdot ч} \right]$$

Здесь часовой расход топлива  $G_T$  выражен в  $\kappa\text{г}/\text{ч}$ , а мощность двигателя, установленного на автомобиле,  $P_e$  – в  $\kappa B m$ .

Отсюда

$$G_T = 10^{-3} \cdot g_e \cdot P_e \quad \text{или} \quad G_T = 10^{-3} \cdot g_e \cdot \frac{P_\kappa}{\eta_{mp}}, \quad (5.1)$$

где  $P_\kappa$  – мощность, подведенная к ведущим колёсам в  $\kappa B m$ ;

$\eta_{mp}$  – к. п. д. трансмиссии.

Выразим часовой расход топлива в  $\text{л}/\text{ч}$ . Для этого разделим правую часть последнего выражения на плотность топлива  $\rho_T$ , имеющую размерность  $\kappa\text{г}/\text{м}^3$ ; учитывая, что  $1 \text{ м}^3 = 1000 \text{ л}$ , получим:

$$G_T = g_e \cdot \frac{P_\kappa}{\eta_{mp} \cdot \rho_T} \cdot \left[ \frac{\text{л}}{\text{ч}} \right]$$

Чтобы определить путевой расход топлива  $Q_s$ , разделим правую и левую части последнего выражения на скорость автомобиля  $V_a$ , выраженную в  $\text{км}/\text{ч}$ . Это приводит к получению расхода топлива в  $\text{л}$  на  $1 \text{ км}$  пробега; умножаем на 100, чтобы получить расход топлива в  $\text{л}/100 \text{ км}$  пробега, т. е. путевой расход топлива:

Подставив вместо  $P_\kappa$  составляющие, на которые расходуется мощность,

$$Q_s = 100 \cdot g_e \cdot \frac{P_\kappa}{\eta_{mp} \cdot \rho_T \cdot V_a} \cdot \left[ \frac{\text{л}}{100 \text{ км}} \right]$$

подведенная к ведущим колесам, окончательно получим:

Это выражение называют **уравнением расхода топлива**.

$$Q_s = 100 \cdot g_e \cdot \frac{P_\psi + P_e + P_j}{\eta_{mp} \cdot \rho_T \cdot V_a}. \quad (5.2)$$

Пользуясь этим выражением, можно найти путевой расход топлива для заданных режимов движения.

## 6 Особенности транспортных машин при наличии в их трансмиссии ГМП

### 6.1 Краткий исторический очерк развития ГМП

Гидромеханические передачи (ГМП) транспортных машин состоят из двух частей: бесступенчатого гидравлического элемента и коробки передач со ступенчатым регулированием передаточных чисел.

В качестве гидравлического элемента используются гидродинамические передачи: гидромуфта (ГМ) или гидротрансформатор (ГТ), обладающие внутренней автоматичностью.

ГТ был впервые применён в 1905 году **Феттингером Г.** (Германия) в судовой трансмиссии, работающей совместно с высокооборотной паровой турбиной, а затем также на судах он применил ГМ, основным назначением которой было сглаживание крутильных колебаний, вызываемых дизельным двигателем силовой установки судна.

В 1909 году инженер Михеев на кораблестроительном заводе в г. Сормово (Россия) применил ГМ для судовой трансмиссии, на которую в 1912 году получил патент.

На сухопутных транспортных машинах гидropередача стала использоваться намного позже. Так, в 1928 году инженер **Лисхольм-Смит** (Швеция) построил ГТ для железнодорожного транспорта, а в 1930 году профессором Кудрявцевым А.П. был разработан ГТ для тяжёлых самоходных машин. В 1933 году ГТ был применён на автобусах фирмы Лейланд (Великобритания), а в 1938 году – фирмой Иеллоу-Коуч (США). В США началось широкое внедрение ГТ на автомобилях с 1947 года, т.е. с момента появления на рынке серийного автомобиля Бьюик с ГМП Дайнафлоу.

В России первоначально была применена ГМ в 1948 году на легковом автомобиле ГАЗ-12 и в Белоруссии в 1951 году на 25-тонном самосвале МАЗ-525. В последующие годы широкое распространение на автомобилях России, Украины и Белоруссии получают ГМП, основным гидравлическим элементом которых является ГТ.

К таким машинам в России относятся: легковые автомобили ГАЗ-13 «Чайка», ЗИЛ-111, ЗИЛ-114, автобусы ЛиАЗ-677 и последующие модификации; на Украине: ЛАЗ-695Ж, ЛАЗ-4202 и другие модификации; в Белоруссии: БелАЗ-540, БелАЗ-548, БелАЗ-7540, БелАЗ-7548 и др.; МАЗ-535, МАЗ-537, МАЗ-543, МАЗ-547, МЗКТ-7310 и др.

В США 93% моделей легковых автомобилей, 80% моделей городских и 40% пригородных автобусов снабжаются ГМП. В Европе, где выпускаются более дешёвые машины, ГМП получили меньшее распространение.

Гидropередачи подразделяются на два типа:

- 1) гидropередачи, не трансформирующие крутящий момент, передаваемый ими от двигателя – **гидромуфты**;
- 2) гидropередачи, трансформирующие передаваемый через них крутящий момент – **гидротрансформаторы**.

## 6.2 Преимущества и недостатки транспортных машин с ГМП

Применение ГМП на АТС объясняется следующими их преимуществами:

- 1) ГМП увеличивает срок службы силовой установки ТМ. Например, на автобусах ЛАЗ с ГМП долговечность двигателей увеличилась в 1,8 раза за счёт защиты двигателя от ударных нагрузок со стороны дороги; главной передачи – в 2,4 раза и полуосей – в 2,1 раза за счёт фильтрации крутильных колебаний, передающихся от двигателя на трансмиссию.
- 2) ГМП способствует повышению проходимости ТМ при движении по непрочным грунтам (песок, снег и др.) за счёт плавного приложения усилия к ведущим колёсам.
- 3) ГМП улучшает комфортабельность, что обусловлено плавным троганием и разгоном ТМ, а также уменьшением вибрации кузова.
- 4) Рабочие органы гидropередачи непосредственно не контактируют между собой и поэтому практически не изнашиваются, что обеспечивает им большую долговечность.

Факторами, сдерживающими широкое распространение ГМП являются:

- 1) Сложность конструкции.
- 2) Повышенный вес и, следовательно, более высокая стоимость по сравнению с механическими коробками передач.
- 3) Ухудшение разгонных характеристик машины ввиду наличия проскальзывания в гидравлическом элементе (2-3%) в зоне средних и высоких скоростей движения ТМ, что несколько снижает максимальную скорость её движения.
- 4) Снижение топливной экономичности ТМ ввиду относительно низкого КПД современных гидравлических элементов, максимальные значения которого находятся в интервале 0,85...0,87.
- 5) Ведение гидравлического элемента, т.е. передача крутящего момента от насосного колеса к турбинному даже на оборотах холостого хода двигателя, затрудняет переключение передач в коробке с неподвижными валами. Чтобы устранить этот недостаток в трансмиссию вводят обычное сцепление или устанавливают планетарную коробку передач или вальную коробку с многодисковыми фрикционными, что усложняет и удорожает трансмиссию транспортного средства.

### 6.3 Безразмерная характеристика гидромукты

В гидромукте (рисунок 6.1) ведущей частью является насосное колесо 3, которое жёстко связано с коленчатым валом 1 двигателя.

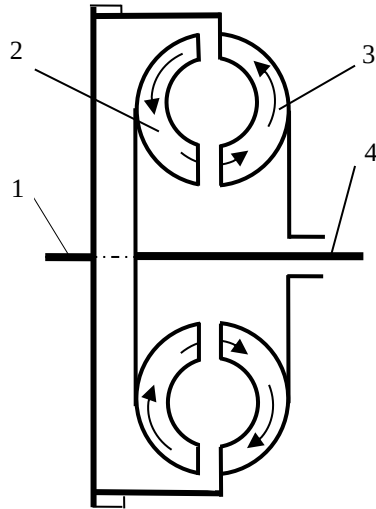


Рисунок 6.1 Схема гидромукты

Турбинное колесо 2 – ведомая часть гидромукты. Оно жёстко соединено с первичным валом 4 коробки передач. Насос и турбина имеют радиально расположенные лопатки. Внутренняя полость гидромукты заполнена маслом.

Работает гидромукта следующим образом. При вращении коленчатого вала двигателя масло под действием центробежной силы поступает к наружной части насоса 3, воздействует на лопатки турбины 2 и приводит её во вращение. Из турбины масло снова

поступает в насос, создавая при этом круг циркуляции, чем и обеспечивается передача крутящего момента от двигателя к трансмиссии.

Характерным для гидромукты является то, что она не изменяет величину крутящего момента при его передаче от двигателя к трансмиссии.

Режим работы гидромукты характеризует её кинематическое передаточное число

$$i_{\text{ГМ}} = \omega_{\text{Т}} / \omega_{\text{Н}}$$

где  $\omega_{\text{Т}}$  – угловая скорость турбины;  $\omega_{\text{Н}}$  – угловая скорость насоса.

Обязательным условием работы гидромукты является наличие скольжения

$$S_{\text{ГМ}} = \frac{\omega_{\text{Н}} - \omega_{\text{Т}}}{\omega_{\text{Н}}} \cdot 100\% = (1 - i_{\text{ГМ}}) \cdot 100\% .$$

При неподвижной турбине скольжение  $S_{\text{ГМ}} = 100\%$ , т.е. в этом случае происходит полное скольжение. При возрастании угловой скорости турбины скольжение уменьшается, и наименьшая его величина составляет 2...3 %.

Гидромукта не является преобразователем крутящего момента, т.к. она имеет только два рабочих колеса – насос и турбину, связанных между собой через промежуточный агент – жидкость.

Из условия равновесия между моментом сил на лопатках насоса и моментом сил на лопатках турбины для установившегося движения имеем:

$$M_{\text{Н}} + M_{\text{Т}} = 0 \quad \text{или} \quad M_{\text{Н}} = -M_{\text{Т}},$$

где  $M_{\text{Н}}$  и  $M_{\text{Т}}$  – моменты внешних сил, приложенные соответственно к колёсам насоса и турбины.

При работе ГМ часть мощности, подводимой к насосу от двигателя, теря-

ется на преодоление сопротивлений потоку жидкости в круге циркуляции ГМ, а оставшаяся часть реализуется на лопатках турбины и передаётся на входной вал коробки передач.

КПД гидромуфты равен  $\eta_{\text{ГМ}} = P_{\text{Т}} / P_{\text{Н}}$  или  $\eta_{\text{ГМ}} = M_{\text{Т}} \cdot \omega_{\text{Т}} / M_{\text{Н}} \cdot \omega_{\text{Н}}$ .

Поскольку для установившегося режима работы муфты  $|M_{\text{Н}}| = |M_{\text{Т}}|$ , то

$$\eta_{\text{ГМ}} = \omega_{\text{Т}} / \omega_{\text{Н}} \text{ или: } \eta_{\text{ГМ}} = i_{\text{ГМ}}.$$

На рисунке 6.2 изображена схема силовой установки ДВС – ГМ.

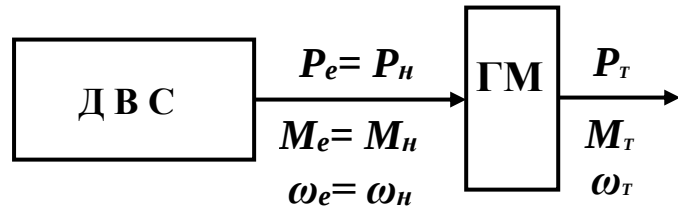


Рисунок 6.2 – Принципиальная схема силовой установки ДВС – ГМ

Для определения выходных параметров силовой установки ДВС – ГМ необходимо располагать двумя графиками: внешней скоростной характеристикой двигателя и безразмерной характеристикой гидромуфты. Обе характеристики строятся по экспериментальным данным, полученным в результате стендовых испытаний двигателя и гидромуфты.

Безразмерная характеристика ГМ представлена на рисунке 6.3.

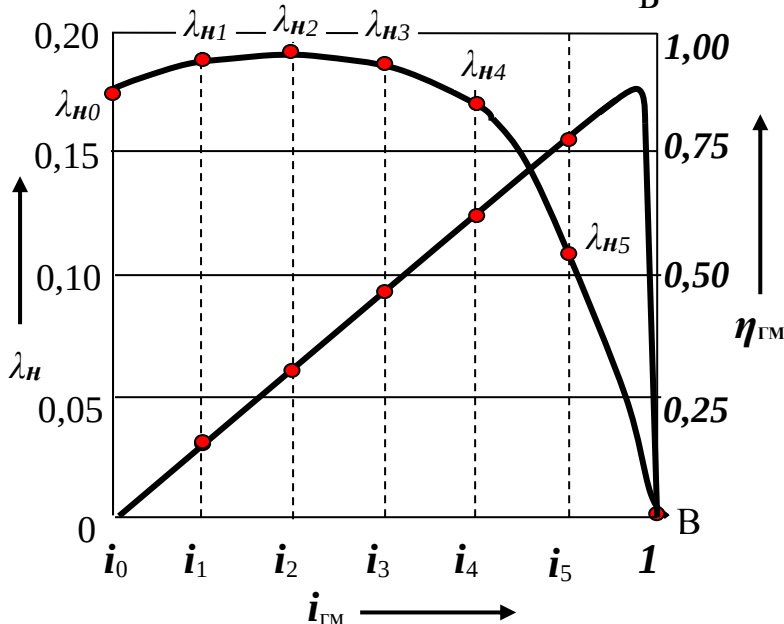


Рисунок 6.3 – Безразмерная характеристика ГМ

В интервале передаточных отношений  $i_{\text{ГМ}} = 0,975 \dots 1,0$  циркуляция жидкости быстро сокращается, что вызывает резкое уменьшение величины передаваемой мощности и, следовательно, КПД гидромуфты.

Величина передаваемого гидромуфтой момента определяется по известному из теории подобия лопастных машин уравнению:

$$M_{\text{Н}} = \lambda_{\text{н}} \cdot \rho_{\text{жс}} \cdot D_{\text{а}}^5 \cdot \omega_{\text{н}}^2$$

где  $\lambda_{\text{н}}$  – коэффициент крутящего момента насосного колеса;

$\rho_{\text{жс}}$  – плотность рабочей жидкости,  $\text{кг/м}^3$ ;  $D_{\text{а}}$  – активный диаметр гидромуфты, м.

В гидropередачах ТМ роль рабочей жидкости выполняют минеральные масла: индустриальное, веретённое, турбинное, трансформаторное или их смеси. Для этих масел  $\rho_{\text{жс}} = 850 \dots 870 \text{ кг/м}^3$ .

В качестве активного диаметра  $D_{\text{а}}$  принимается наибольший диаметр круга циркуляции. В гидромуфте таким размером является наибольший диаметр насосного колеса.

## 6.4 Безразмерные характеристики гидротрансформатора

Гидротрансформатор (ГТ) представляет собой гидравлический механизм, который обычно располагается между двигателем и коробкой передач ТМ. Он обеспечивает автоматическое изменение передаваемого от двигателя крутящего момента в соответствии с изменением нагрузки на выходном валу коробки передач. Гидротрансформатор, в отличие от гидромуфты, состоит из трех и более лопастных колес: насоса, соединенного с корпусом ГТ, и приводимого во вращение от коленчатого вала двигателя или согласующего редуктора; турбины, связанной с первичным валом коробки передач и реактора, закрепленного через муфту свободного хода на пустотелом валу, жёстко соединенном с картером коробки передач. Муфта свободного хода позволяет колесу реактора вращаться только в одном направлении попутно с вращением насосного колеса.

ГТ, у которого на некоторых режимах реактор может отсоединяться от внешней опоры, называется **комплексным**. При этом ГТ переходит на режим работы гидромуфты, что повышает его преобразующие свойства.

Внутренняя часть корпуса ГТ является его рабочей полостью и заполняется циркулирующим под давлением маловязким маслом.

В трансмиссиях ТМ применяют **комплексные** ГТ. Наибольшее распространение получили комплексные трёх- и четырёхколёсные трансформаторы, имеющие соответственно один и два реактора, установленные на муфтах свободного хода. Принципиальные схемы таких ГТ показаны на рисунке 6.5.

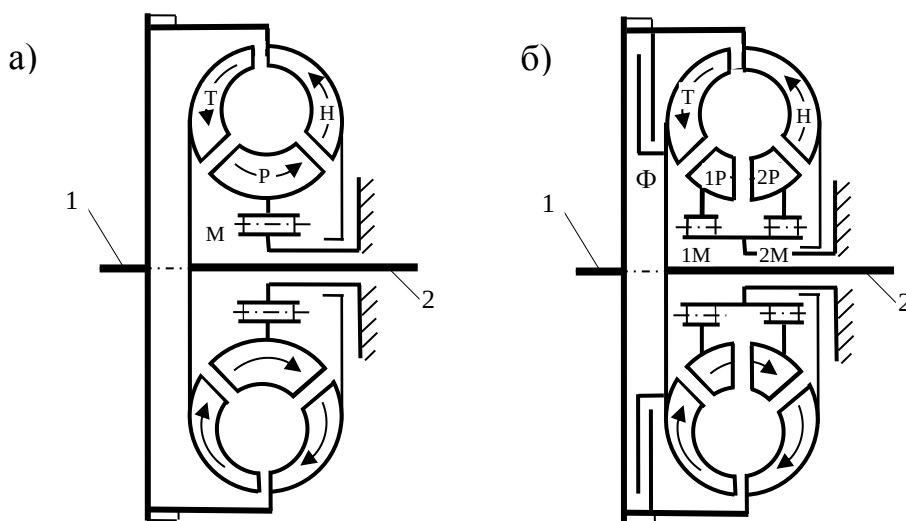


Рисунок 6.4 – Схемы гидротрансформаторов ТМ:

- а) комплексный ГТ с одним реактором; б) комплексный блокируемый ГТ с двумя реакторами  
 1 – входной вал; 2 – выходной вал; Н – насосное колесо; Т – турбинное колесо;  
 Р – реактор; М – муфта свободного хода; Ф – блокировочный фрикцион

При работе гидротрансформатора масло, нагнетаемое в рабочую полость, захватывается лопатками вращающегося насосного колеса, отбрасывается центробежной силой вдоль криволинейных лопаток к его периферии и поступает на лопатки турбинного колеса. В результате создаваемого при этом напора масла турбинное колесо приводится в движение вместе с выходным валом 2 (первичным валом коробки передач). Далее масло поступает на лопатки реактора, изменяющего направление потока жидкости, и затем в насосное колесо, непрерывно

циркулируя по замкнутому кругу рабочей полости и участвуя в общем вращении с колесами гидротрансформатора. Поток жидкости, выходящей из турбинного колеса, ударяется в лопатки реактора с тыльной, по отношению к направлению вращения, стороны. Муфта свободного хода при этом заклинивается, благодаря чему реактор становится неподвижным. Наличие неподвижного реактора способствует возникновению на его лопатках реактивного момента, воздействующего через жидкость на лопатки турбинного колеса дополнительно к моменту, передаваемому на него от насосного колеса.

Чем медленнее вращается турбинное колесо (по сравнению с насосным), тем значительнее лопатки реактора изменяют направление проходящего через него потока жидкости и тем больший дополнительный момент передается от реактора турбинному колесу. В результате этого крутящий момент, передаваемый с вала турбины на трансмиссию, увеличивается и может в 2-3 раза превышать крутящий момент двигателя.

При значительном повышении числа оборотов турбинного колеса, направление потока жидкости, поступающего с лопаток турбины, изменяется, и жидкость ударяется в лицевую поверхность лопаток реактора, стремясь вращать его в обратную сторону. В этом случае муфта свободного хода, расклиниваясь, освобождает реактор, и он начинает свободно вращаться в одном направлении с насосным колесом. При этом, ввиду отсутствия на пути потока жидкости неподвижных лопаток, трансформация (изменение) момента прекращается, а КПД гидротрансформатора увеличивается, т.е. ГТ переходит на режим работы ГМ.

Способность гидротрансформатора автоматически изменять соотношение моментов на валах в зависимости от соотношения частот вращения входного 1 и выходного 2 валов, является его основной особенностью. Таким образом, действие гидротрансформатора подобно действию коробки передач с автоматическим изменением передаточного числа.

Но так как диапазон изменения крутящего момента гидротрансформатором недостаточен для различных условий эксплуатации ТМ, а также он не обеспечивает получение передачи заднего хода, поэтому на ТМ гидро-трансформатор обычно устанавливают совместно с планетарной или вальной механической коробкой передач с многодисковыми фрикционами.

Применение двух реакторов позволяет расширить зону работы ГТ с высоким КПД.

В гидротрансформаторах ТМ, работающих на дорогах с твердым покрытием, для повышения их топливной экономичности и КПД ГТ между насосным и турбинным колёсами устанавливают фрикцион  $\Phi$ , блокирующий эти колёса (рисунок 6.4, б).

Режим работы гидротрансформатора также как и гидромуфты определяет его **кинематическое передаточное отношение**:

$$i_{ГТ} = \omega_T / \omega_H.$$

где  $\omega_T$ — угловая скорость турбины;  $\omega_H$  - угловая скорость насоса.

Силовое передаточное отношение или **коэффициент трансформации**:

$$k_{ГТ} = M_T / M_H .$$

где  $M_H = \lambda_H \cdot \rho_{ж} \cdot D_a^5 \cdot \omega_H^2$  – крутящий момент на валу насосного колеса;

$M_T = \lambda_T \cdot \rho_{ж} \cdot D_a^5 \cdot \omega_T^2$  – крутящий момент на валу турбинного колеса;

где  $\lambda_H$  и  $\lambda_T$  – коэффициенты крутящего момента соответственно насосного и турбинного колёс;  $\rho_{ж}$  – плотность рабочей жидкости,  $кг/м^3$ ;  $D_a$  – активный (наибольший) диаметр гидротрансформатора,  $м$ .

**КПД гидротрансформатора** характеризует его энергетические свойства:  
 $\eta_{ГТ} = P_T / P_H$  или

$$\eta_{ГТ} = M_T \cdot \omega_T / M_H \cdot \omega_H = k_{ГТ} \cdot i_{ГТ} .$$

Основным недостатком гидротрансформаторов является то, что они имеют значительно меньший КПД, чем ступенчатые механические коробки передач. Так, максимальное значение  $\eta_{ГТ} = 0,85 \dots 0,92$  будет только при оптимальном кинематическом передаточном отношении  $i_{ГТ} = 0,7 \dots 0,8$ . При других кинематических передаточных отношениях, больших или меньших оптимального, КПД гидротрансформатора быстро уменьшается.

Свойства гидродинамических передач полностью отражаются их **безразмерными характеристиками**.

**Безразмерная характеристика гидротрансформатора** определяет зависимость  $\eta_{ГТ}$ ,  $\lambda_H$  и  $k_{ГТ}$  от его кинематического передаточного отношения  $i_{ГТ}$  и строится по результатам испытаний конкретного гидротрансформатора.

На рисунке 6.5 приведены безразмерные характеристики одно- (рисунок 6.5, а) и двухреакторных (рисунок 6.5, б) комплексных гидротрансформаторов.

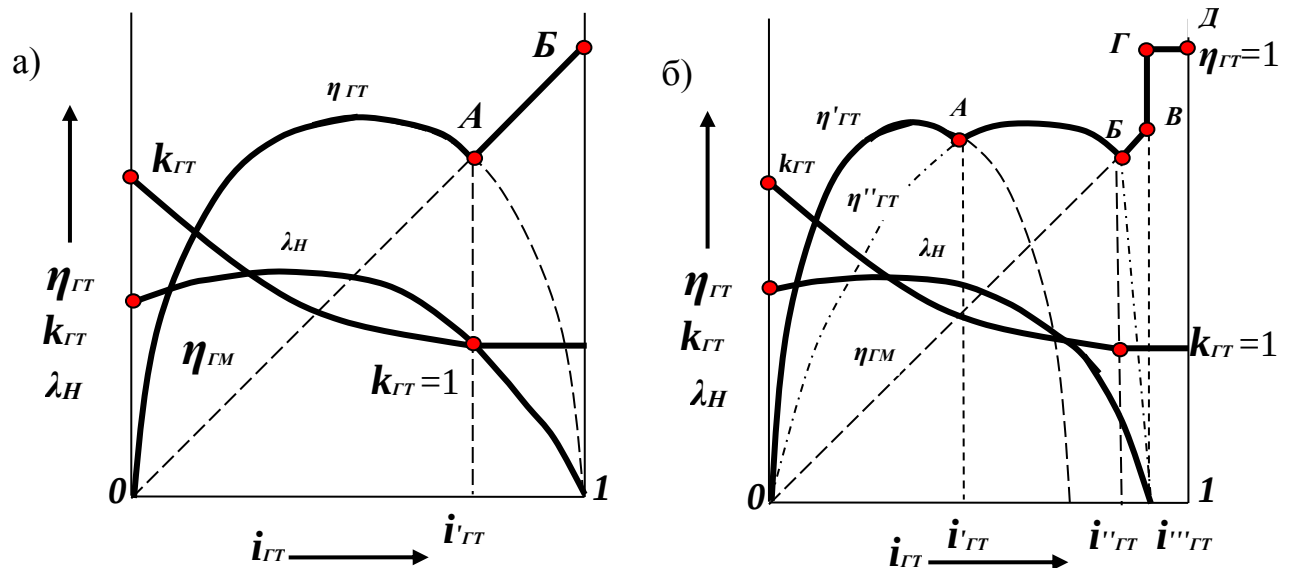


Рисунок 6.5 – Безразмерные характеристики комплексных ГТ:

а – однореакторного; б – двухреакторного блокируемого

При коэффициенте трансформации  $k_{ГТ} > 1$  муфта свободного хода  $M$  (рисунок 6.4, а) заклинена, и реактор неподвижен. В этом случае КПД гидротрансформатора характеризуется линией  $OA$  кривой  $\eta_{ГТ}$  (рисунок 6.5, а). При передаточном отношении  $i'_{ГТ}$ , соответствующем коэффициенту трансформации  $k_{ГТ} = 1$ , муфта свободного хода (МСХ) расклинивается (точка  $A$ ), и реактор вращается вместе с турбиной, не оказывая влияние на циркуляцию масла. ГТ переходит на

режим работы ГМ. Изменение его КПД в этом случае характеризуется отрезком  $AB$  прямой. Наличие нескольких реакторов в ГТ позволяет ещё больше улучшить его преобразующие свойства.

В круге циркуляции масла гидротрансформатора (рисунок 6.4,б) между насосом 1 и турбиной 2 на муфтах свободного хода  $1M$  и  $2M$  устанавливаются два реактора  $1P$  и  $2P$ . Оба реактора при совместной работе обеспечивают изменение КПД по линии  $OA$  кривой  $\eta'_{ГТ}$  (рисунок 6.5, б). Конструкция первого реактора (рисунок 6.4, б) выполнена таким образом (профиль лопаток), что при определённом передаточном отношении  $i'_{ГТ}$ , соответствующем точке  $A$  (рисунок 6.5, б), нагрузка на этот реактор становится равной нулю. МСХ  $1M$  первого реактора при этом расклинивается, и реактор вращается вместе с турбиной. После этого работает только второй реактор. Изменение КПД гидротрансформатора в этом случае характеризуется участком  $AB$  кривой  $\eta''_{ГТ}$ . При определённом передаточном отношении  $i''_{ГТ}$  (точка  $B$ ) МСХ  $2M$  второго реактора также расклинивается и многоступенчатый гидротрансформатор переходит на режим работы гидромуфты (отрезок  $BB$  прямой  $\eta_{ГМ}$ ).

Кроме указанных мероприятий, чтобы повысить тягово-скоростные свойства и топливную экономичность автомобиля, ГТ делают **блокируемыми**.

Безразмерная характеристика такого ГТ приведена на рисунке 6.5, б. При передаточном отношении  $i'''_{ГТ}$  (близком к 1) валы турбины и насоса ГТ блокируются (жёстко соединяются) с помощью специального фрикциона  $\Phi$  (рисунок 6.4, б), что соответствует на рисунке 6.5, б точке  $B$ . После блокировки валов КПД гидротрансформатора возрастает до единицы, т.е.  $\eta_{ГТ} = 1$ .

### 6.5 Особенности тягово-скоростных и топливно-экономических характеристик ТМ при наличии гидротрансформатора в её трансмиссии

Влияние ГТ на тягово-скоростные свойства ТМ можно видеть, посмотрев на рисунки 6.6, *а*, *б* и *в*, на которых представлены тяговая и динамическая характеристики, а также ускорения ТМ, оборудованной ГМП.

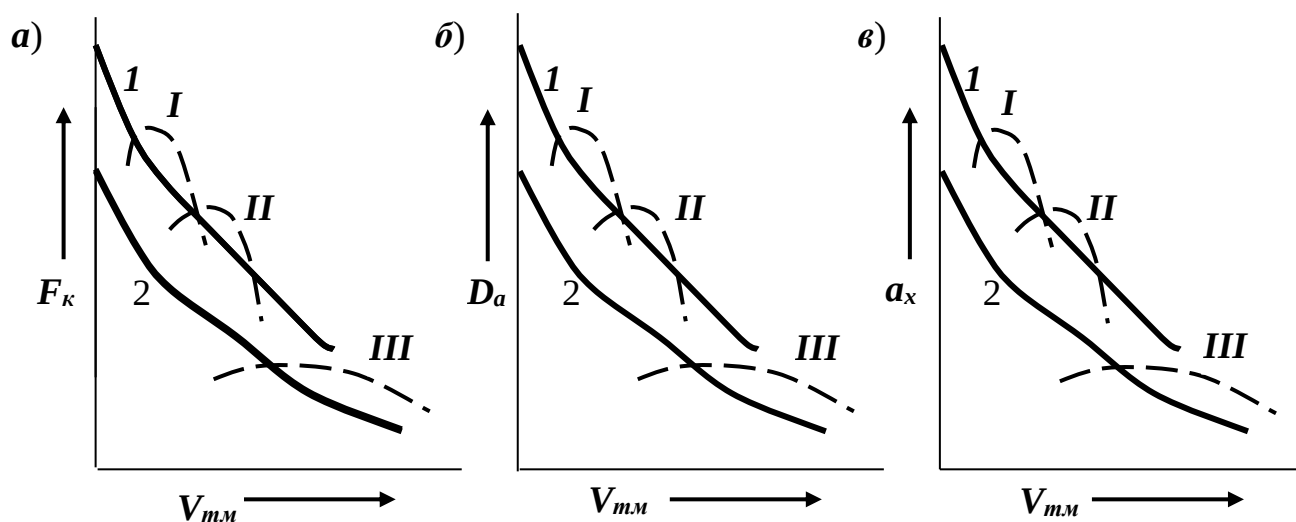


Рисунок 6.6 – Тяговая (а) и динамическая (б) характеристики, а также ускорения ТМ (в) с гидротрансформатором: I – III передачи в механической КП

Из представленных рисунков видно, что величины окружной силы на ведущих колёсах, динамического фактора и ускорений ТМ с ГТ несколько меньше, чем у машины с механической КП. Это объясняется тем, что средний КПД гидротрансформатора меньше, чем у механической коробки передач.

Влияние ГТ на топливную экономичность ТМ видно из рисунка 6.7, на котором приведена топливно-экономическая характеристика ТМ с ГМП.

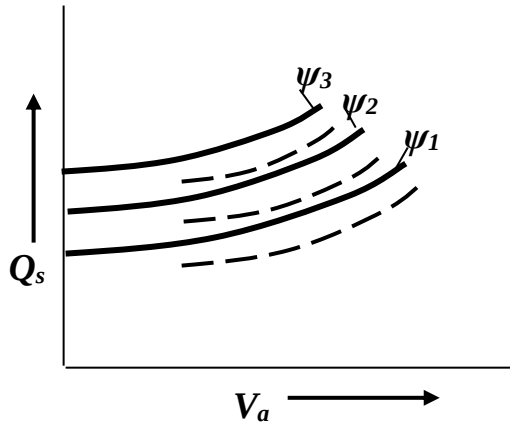


Рисунок 6.7 – Топливно-экономическая характеристика автомобиля с ГМП:

$$\psi_1 < \psi_2 < \psi_3$$

Для сравнения на этом рисунке штриховыми линиями показана топливно-экономическая характеристика ТМ с механической коробкой передач. Из рисунка видно, что для одних и тех же дорог расход топлива у ТМ с ГТ выше, чем у ТМ с механической коробкой передач. Это объясняется сравнительно низким КПД ГТ и изменением его величины с изменением скорости движения ТМ. Как показали проведенные исследования, расход топлива у ТМ с ГМП на 3...7 % превышает расход топлива ТМ с механической трансмиссией.

На рисунке 6.8 показаны графики времени и пути разгона ТМ с ГМП.

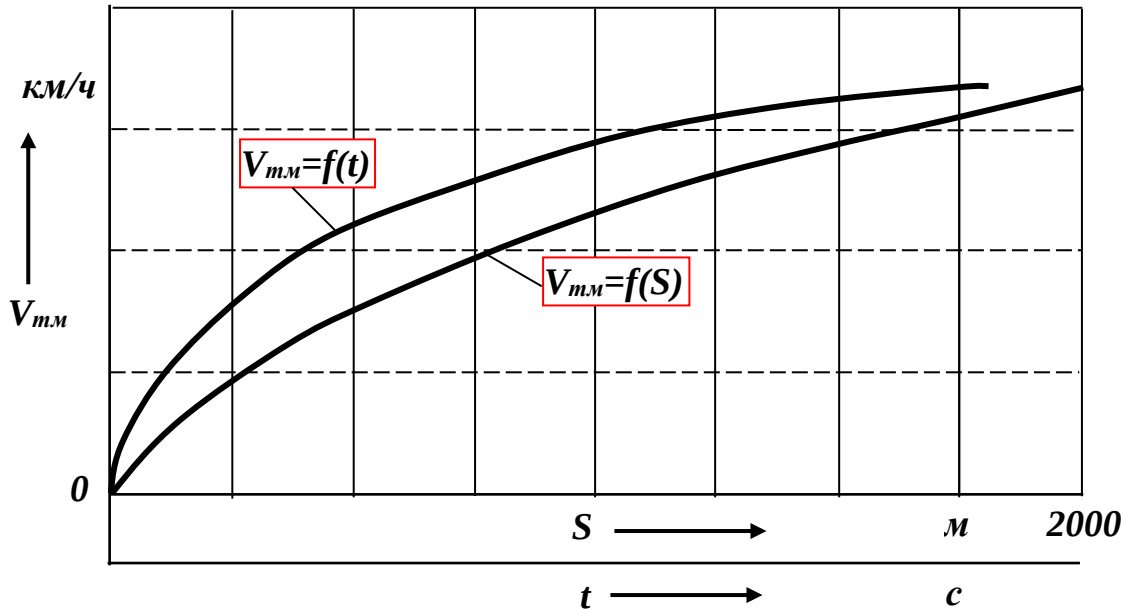


Рисунок 6.8 – Время и путь разгона транспортной машины с ГМП

## 7 Тормозные свойства транспортной машины

### 7.1 Основные понятия и определения

Тяговые и тормозные свойства ТМ тесно взаимосвязаны между собой. Чем больше средняя скорость ТМ, тем больше внимания следует уделять безопасности её движения, а следовательно, тем лучше должны быть её тормозные свойства.

***Торможением ТМ называется процесс ускоренного снижения скорости её движения до безопасной величины или до полной остановки.***

Торможение может производиться также с целью поддержания безопасной скорости движения ТМ на затяжном спуске.

Физическая сущность процесса торможения заключается в преобразовании кинетической энергии ТМ в тепловую. Процесс преобразования энергии происходит в тормозных механизмах, если тормозимые колёса ТМ продолжают катиться. После блокировки заторможенных колёс, когда они движутся юзом, процесс преобразования кинетической энергии в тепловую продолжается уже в контакте заторможенных колёс с дорожным покрытием.

#### 7.1.1 Тормозные системы и их функции

ТМ имеет несколько тормозных систем, выполняющих различные функции: **рабочую, стояночную, вспомогательную и запасную.**

***Рабочая (основная) тормозная система*** служит для уменьшения скорости движения ТМ до заданной величины или до полной её остановки.

Управление рабочей тормозной системой происходит от ножной педали.

***Стояночная тормозная система*** предназначена для удержания ТМ на месте. Привод стояночной тормозной системы воздействует на колёсные тормоза рабочей тормозной системы или на специальный дополнительный тормоз, связанный с трансмиссией ТМ.

Управление стояночной тормозной системой ручное.

***Вспомогательная тормозная система*** используется при длительном торможении ТМ (например, на затяжных спусках). Она состоит из моторного или трансмиссионного тормозов-замедлителей. Управление ею автоматическое или ручное. Вспомогательная тормозная система способствует безопасности движения на спусках и уменьшению износа тормозов рабочей тормозной системы. В зависимости от конструкции тормоза-замедлителя разделяют на механические, пневматические, гидравлические и электрические.

***Запасная тормозная система*** служит для остановки ТМ при отказе рабочей тормозной системы. У некоторых ТМ функции запасной тормозной системы выполняет стояночная тормозная система.

### 7.1.2 Виды торможения и способы их реализации

В процессе эксплуатации ТМ её торможение производится с различной интенсивностью, в соответствии с которой различают: *служебные торможения* и *экстренное (аварийное) торможение*.

Служебное торможение применяют для плавного уменьшения скорости автомобиля или для его остановки в заданном месте. Оно производится с небольшой интенсивностью, не вызывающей неприятных ощущений у водителя и пассажиров. Замедление при служебном торможении обычно не превосходит  $1,5 \dots 2,5 \text{ м/с}^2$ .

*Служебные торможения* могут осуществляться:

1) двигателем ; при этом водитель уменьшает или прекращает подачу топлива в цилиндры двигателя и двигатель начинает работать в тормозном режиме. Коленчатый вал двигателя начинает вращаться от ведущих колёс, а тормозная сила создаётся за счёт трения колец поршней о стенки цилиндров в двигателе, насосного действия поршней и трения в агрегатах трансмиссии. Торможение двигателем используют на скользких дорогах, когда возникает опасность заноса. При торможении двигателем колёса связываются между собой дифференциалом, а с двигателем – трансмиссией, что обеспечивает большую плавность торможения и равномерность распределения тормозных усилий по колёсам.

Торможение двигателем применяется также при движении по горным дорогам с большими затяжными уклонами. Это необходимо для предохранения тормозов от перегрева и повышенного износа.

2) двигателем и тормозами совместно – применяется в случае, когда необходимое замедление не обеспечивается только торможением двигателем. На дорогах с малым коэффициентом сцепления при таком способе торможения уменьшается возможность возникновения заноса. Однако при этом инерционный момент маховика двигателя  $I_{np} \cdot (d\omega_k / dt)$ , где  $I_{np}$  – приведенный к осям вращения колёс момент инерции подвижных деталей двигателя (в основном маховика), противодействует тормозному моменту двигателя  $M_{T\partial\partial}$ . Инерционное воздействие маховика может даже превысить тормозящее действие от трения в двигателе, и эффективность торможения будет снижена, вследствие этого появится необходимость увеличения тормозного момента на колёсах.

Торможение ТМ двигателем имеет смысл при малой интенсивности торможения, например, на скользкой дороге.

Экстренное торможение, когда требуется обеспечить минимальный тормозной путь, необходимо производить при отключенном двигателе. В противном случае тормозная сила  $F_{T\partial\partial}$  становится движущей силой и может привести к увеличению тормозного пути. Поэтому при экстренном торможении водителю необходимо одновременно с нажатием на педаль тормоза нажать и на педаль выключения сцепления.

3) **торможение только тормозной системой** применяют, когда торможение двигателем не обеспечивает желательного замедления, а также при торможении до полной остановки автомобиля. В этом случае отключают двигатель, выключая сцепление или передачу в коробке передач, и плавно нажимают на тормозную педаль. Торможение с отключенным двигателем – основной способ служебного торможения.

4) **торможение с использованием вспомогательной тормозной системы** применяют для достижения желаемой скорости движения на спусках. Этот способ обеспечивает плавное торможение с замедлением  $1 \dots 2 \text{ м/с}^2$  в течение длительного времени. Торможение тормозом-замедлителем целесообразно в горных условиях, где при частых торможениях наступает быстрый нагрев и выход из строя колёсных тормозных механизмов. Так, например, число торможений автомобиля в горных условиях производится в 8...10 раз чаще, чем в обычных условиях на загородном шоссе. При торможении тормозом-замедлителем повышается безопасность движения и уменьшается износ тормозных механизмов, шин и двигателя.

5) **торможение с периодическим прекращением действия тормозной системы** обеспечивает наибольшую эффективность процесса торможения. Вместе с тем этот способ можно рекомендовать только водителям высокой квалификации, так как для того, чтобы удерживать колёса на грани юза, не допуская их скольжения, необходим опыт и большое внимание.

При качении тормозимое несскользящее колесо воспринимает большую тормозную силу, чем при движении его юзом, так как коэффициент сцепления  $\varphi$  протектора шины с дорогой при движении колеса юзом резко уменьшается.

Наиболее радикальным средством устранения юза при торможении является антиблокировочная система (АБС).

**Экстренное торможение** осуществляется в аварийных ситуациях с использованием предельных возможностей тормозной системы автомобиля.

Экстренным называется торможение, при котором тормозные силы на колёсах ТМ достигают величины, максимально возможной по сцеплению. Максимально возможное по сцеплению значение тормозной силы на колесе достигается в том случае, когда колесо находится на грани юза (полного скольжения), но ещё катится. При этом качение колеса происходит с проскальзыванием. Как показали исследования, максимальное значение тормозной силы на колесе достигается при 15...30 %-ом проскальзывании колеса.

Экстренное торможение применяется в эксплуатации сравнительно редко и обычно составляет 5...7 % общего числа торможений.

Экстренное торможение очень неприятно для сидящих пассажиров и опасно для стоящих. Оно вызывает повышенный износ шин и тормозных механизмов.

Хотя количество экстренных торможений невелико, но именно они представляют наибольший интерес, так как определяют безопасность движения.

## 7.2 Тормозная сила и уравнение движения ТМ при торможении

При торможении элементарные силы трения, расположенные по поверхности фрикционных накладок, создают результирующий момент трения  $M_T$ , направленный в сторону, противоположную вращению колеса, а между колесом и дорогой возникает тормозная сила  $F_T$  (рисунок 7.1).

Максимальное значение тормозной силы  $F_{Tmax}$ , которая может быть реализована на колёсах, равна силе сцепления шины с дорогой  $F_\phi$ .

При наличии тормозов на всех колёсах:

$$F_{Tmax} = F_{T1max} + F_{T2max} = R_{z1} \cdot \phi_{max} + R_{z2} \cdot \phi_{max} \text{ или } F_{Tmax} = G_{mm} \cdot \phi_{max}.$$

Уравнение движения ТМ выведем для случая торможения на горизонтальной дороге.

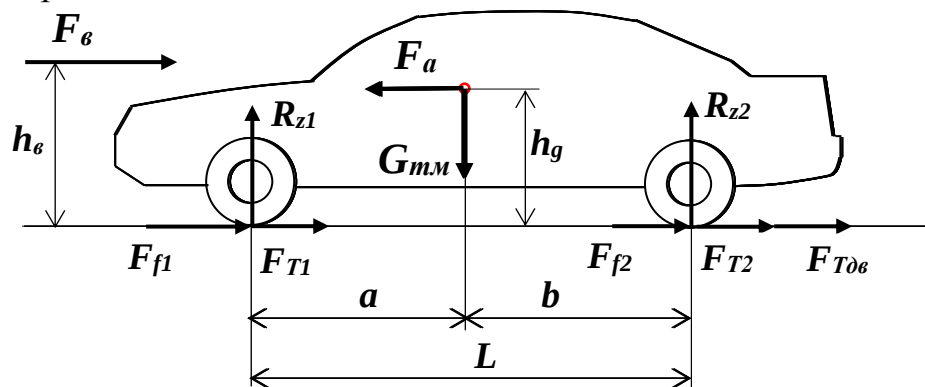


Рисунок 7.1 Силы, действующие на ТМ при торможении

Для этого спроектируем все силы, действующие на ТМ при торможении, на плоскость дороги:

$$F_{T1} + F_{T2} + F_{f1} + F_{f2} + F_{T\delta\epsilon} + F_\epsilon - F_a = 0 \text{ или } F_a = F_\epsilon + F_T + F_{T\delta\epsilon} + F_f;$$

$$a_T = \frac{(dV_a / dt) \cdot m_a \cdot \delta}{(F_\epsilon + F_T + F_{T\delta\epsilon} + F_f)}.$$

Это *уравнение движения ТМ при торможении* двигателем и рабочей тормозной системой.

Здесь  $\delta$  – коэффициент учёта вращающихся масс;  $F_{T\delta\epsilon}$  – сила трения в двигателе, приведенная к ведущим колёсам автомобиля.

При экстренном торможении замедление достигает наибольшей величины и на сухом асфальтобетоне составляет  $7,5 \dots 8,0 \text{ м/с}^2$  ( $a_T \approx g \cdot \phi_{max}$ ).

### 7.3 Тормозной путь ТМ при установившемся замедлении

Величина тормозного пути при установившемся замедлении пропорциональна квадрату скорости движения автомобиля в момент начала торможения. Поэтому при увеличении скорости движения автомобиля величина тормозного пути растёт особенно быстро.

$$S_T = \frac{V_H^2 - V_K^2}{2 \cdot g \cdot \varphi} \quad \text{при } V_a \text{ в м/с}$$

$S_T$  получим в м .

Если скорость измеряется в км/ч, то чтобы получить путь в м  $S_T$  определяется по формуле:

$$S_T = \frac{V_H^2 - V_K^2}{2 \cdot g \cdot \varphi \cdot 3,6^2} = \frac{V_H^2 - V_K^2}{254 \cdot \varphi}.$$

При торможении до полной остановки, т.е. при  $V_a = 0$

$$S_T = \frac{V_H^2}{19,6 \cdot \varphi} \text{ при } V_a \text{ в м/с или } S_T = \frac{V_H^2}{254 \cdot \varphi} \text{ при } V_a \text{ в км/ч,}$$

Для учёта условий эксплуатации вводят коэффициент  $K_z$ , в среднем равный 1,20...1,40.

В этом случае формула для определения тормозного пути при установившемся замедлении примет вид:

$$S_{Tz} = \frac{K_z \cdot (V_H^2 - V_K^2)}{254 \cdot \varphi},$$

где  $K_z$  — коэффициент эффективности действия тормозов.

Здесь  $S_{Tz}$  получим в м, если скорость  $V_a$  задана в км/ч.

Величина  $S_{Tz}$  учитывает лишь путь, проходимый ТМ непосредственно за время торможения с максимальной интенсивностью.



тормозных механизмах, попадании воздуха в гидропривод, падении давления в ресивере пневмопривода и т.п.

Тормозная сила и, соответственно, замедление автомобиля  $a_T$  нарастают в течение промежутка времени  $t_H$ , называемого **временем нарастания замедления**. Это интервал времени от момента, в который появляется замедление, до момента, в который оно принимает своё максимальное значение и становится постоянным. В расчётах принимают следующие значения временем нарастания замедления  $t_H = 0,05 \dots 0,20$  с – для легковых автомобилей и  $t_H = 0,05 \dots 0,40$  с – для грузовых автомобилей с гидроприводом;  $t_H = 0,15 \dots 1,40$  с – для грузовых автомобилей и автобусов с пневмоприводом.

Суммарное время  $t_{\text{пр}} = t_z + t_H$  называют **временем срабатывания тормозного привода**. Это интервал времени от начала торможения до момента, в который замедление становится установившемся. Максимальное **время срабатывания тормозного привода**  $t_{\text{пр}}$  регламентировано стандартами и не должно превышать в тормозных системах с гидроприводом 0,6 с. При этом время запаздывания тормозного привода  $t_z$  не должно превышать 0,2 с.

После достижения максимального замедления  $a_{T_{\text{уст}}}$ , а следовательно, и тормозной силы, считают, что они остаются неизменными, однако практически это не совсем так. Во-первых, водитель несколько изменяет усилие воздействия на педаль и тормозные моменты изменяются за счёт изменения коэффициента трения фрикционных пар. Во-вторых, изменяется и коэффициент сцепления шин с дорогой в результате изменения скольжения и температуры шины.

Переменные значения замедления  $a_T$  на участке  $t_{\text{уст}}$  условно заменяют средним и считают установившемся. Поэтому  $t_{\text{уст}}$  называют **временем установившегося торможения** (рисунок 7.2, а). Это интервал времени, в котором замедление постоянно. Установившееся замедление – это средняя величина замедления за время установившегося торможения.

Если торможение производится до полной остановки, то в момент остановки замедление уменьшается до нуля практически мгновенно.

Весь путь, проходимый ТМ от момента, когда водитель заметил препятствие, до полной остановки называют **остановочным путём**  $S_o$ .

Замедление ТМ за время его нарастания  $t_H$  изменяется по закону близкому к линейному. Поэтому можно считать, что в течение этого времени ТМ движется равнозамедленно с замедлением равным  $0,5 \cdot a_{T_{\text{уст}}}$ .

При таком допущении **остановочный путь** равен:

$$S_o = (t_p + t_z + 0,5 \cdot t_H) \cdot V_H + \frac{K_{\text{э}} \cdot V_H^2}{19,6 \cdot \phi},$$

где  $V_H$  – скорость ТМ в момент начала торможения, м/с.

## 7.5 Регулирование тормозных сил антиблокировочной системой

Применение АБС в тормозном приводе обеспечивает торможение каждого колеса на пределе блокировки. При этом решаются одновременно обе задачи регулирования: полное использование сцепления всех колёс автомобиля с поверхностью дороги и обеспечение устойчивости движения при торможении с предельной интенсивностью.

Первые АБС были применены на легковых автомобилях в 1954 году, а на грузовых автомобилях и прицепах – в 1959 году. С 1970 г. многие зарубежные фирмы за дополнительную плату начали устанавливать АБС на серийные ТМ.

С 1 октября 1991 года была запрещена эксплуатация вышеуказанных АТС в странах-членах ЕЭС, если они не оборудованы АБС.

Основными фирмами, серийно выпускающими АБС, являются: WABCO и Bosch-Knorr (ФРГ), Lucas Girling (Великобритания), Bendix (Франция), Kelsey Hayes, Dana, Eaton и Rockwell (США).

Схема структуры АБС приведена на рисунке 7.3.

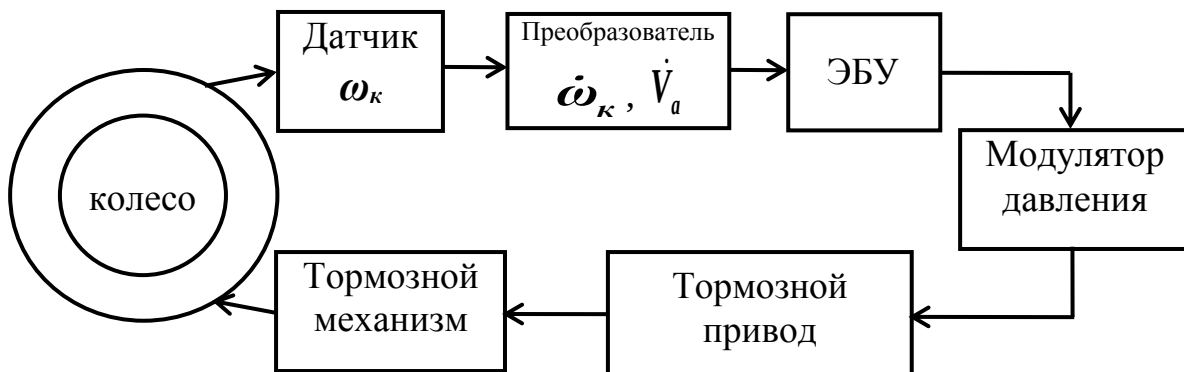


Рисунок 7.3 – Схема структуры АБС

В электронном блоке управления (ЭБУ) происходят следующие процессы:

- 1 – преобразование частоты импульсов, поступающих от датчиков, в напряжение, пропорциональное  $\omega_k$ ;
- 2 – логические устройства сравнивают это напряжение с заданной пороговой величиной скорости или замедления, хранящихся в памяти;
- 3 – усилитель усиливает сигнал и посылает команды в модулятор давления;
- 4 – самодиагностика АБС.

Основная идея большинства алгоритмов управления АБС основана на том, что при превышении скорости скольжения, соответствующей максимальному коэффициенту сцепления  $\varphi_{max}$ , скорость вращения колеса  $\omega_k$  резко уменьшается, поэтому в этот момент времени, чтобы не допустить блокировки колёс, т.е. не доводить их до юза, необходимо кратковременно снизить давление в тормозном приводе.

Модулятор давления изменяет давление в тормозном приводе согласно командам, поступающим от управляющего блока. Процесс регулирования давления

осуществляется модулятором с частотой от 3 до 8 **Гц** в пневмоприводах и до 20 **Гц** – в гидроприводах. С этой целью в модуляторах давления используются быстродействующие электромагнитные клапаны (рисунок 7.4). Модулятор работает циклически, т.е. он растормаживает колесо при достижении им порогового замедления и вновь затормаживает его.

Полная схема АБС содержит датчик угловой скорости и модулятор давления для каждого колеса автомобиля.

Применяются и различные неполные схемы как более простые и дешёвые, но и не полностью выполняющие требования к регулированию тормозных сил.

## 7.6 Нормативные документы и измерители тормозных свойств ТМ

Тормозные свойства в значительной степени определяют безопасность движения ТМ, поэтому их регламентация предусматривается рядом международных нормативных документов.

Тормозные свойства автомобиля регламентированы **Правилom № 13 Европейской Экономической Комиссии Организации Объединённых Наций (ЕЭК ООН)**. В соответствии с этим Правилom разрабатываются национальные стандарты. В СНГ для новых машин действует ГОСТ 22895. *Тормозные системы и тормозные свойства АТС. Нормы эффективности. Общие технические требования*, а для автомобилей, находящихся в эксплуатации, — ГОСТ 25478, а также ОСТ 37.001.067. *Тормозные свойства АТС. Методы испытаний*.

В соответствии с данными стандартами испытания по определению эффективности рабочей тормозной системы разделяют на три типа: “ноль”, I и II.

1) Испытания типа “ноль” предназначены для определения эффективности рабочей тормозной системы при “холодных” тормозных механизмах.

Тормозной механизм считают “холодным”, если температура, измеренная в непосредственной близости от поверхности трения тормозного барабана или тормозного диска, ниже 100°C.

2) Испытания типа I предназначены для определения эффективности рабочей тормозной системы при “горячих” тормозных механизмах. Тормоза нагреваются путём предварительных торможений.

3) Испытания типа II предназначены для определения эффективности рабочей тормозной системы при движении на затяжных спусках.

Испытаниям типа “ноль” и I должны подвергаться все АТС.

В **Правиле № 13 ЕЭК ООН** записано, что **“эффективность тормозных систем должна определяться посредством измерения тормозного пути при заданной начальной скорости АТС и (или) средним значением замедления”**. Тормозным путём называется расстояние, пройденное АТС с момента, когда водитель начинает воздействовать на управление тормозной системой до остановки АТС. Начальной скоростью называется скорость в момент начала воздействия водителем на управление тормозной системой.

Рабочие тормоза АТС категорий **М** (для перевозки пассажиров) и **Н** (для перевозки грузов) должны испытываться при условиях, указанных в таблице Правилa № 13.

В соответствии с ГОСТ 22895 критериями оценки эффективности рабочей тормозной системы при дорожных испытаниях АТС должны являться: **величина тормозного пути, установившегося замедления и времени срабатывания привода**. Оценка эффективности рабочей тормозной системы может производиться по любым двум из трёх указанных критериев.

## 8 Устойчивость транспортной машины

Под потерей ТМ устойчивости понимают её **скольжение** или **опрокидывание**.

В зависимости от направления скольжения или опрокидывания различают **продольную** и **поперечную** устойчивость.

Более вероятно и поэтому более опасно нарушение поперечной устойчивости, которое происходит под действием поперечных сил: центробежной силы инерции (при криволинейном движении), поперечной составляющей силы тяжести ТМ (при движении на косогоре), силы бокового ветра или удара колеса о неровности дороги.

### 8.1 Показатели поперечной устойчивости ТМ

Показателями оценки устойчивости автомобиля являются критические значения параметров движения и положения автомобиля:

- 1) критические (максимальные) скорости по боковому скольжению (заносу)  $V_{кр\ \phi}$  и по боковому опрокидыванию  $V_{кр. оп}$ ;
- 2) критические (максимальные) углы косогора по боковому скольжению  $\beta_{кр\ \phi}$  и по боковому опрокидыванию  $\beta_{кр. оп}$ ;

Критические скорости  $V_{кр\ \phi}$  и  $V_{кр. оп}$  определяют при круговом движении ТМ на горизонтальной площадке с твёрдым покрытием с заданным радиусом поворота (20...25 м), плавно увеличивая скорость. В процессе движения, внутренние по отношению к центру поворота колёса, под действием центробежной силы разгружаются, а внешние – нагружаются. Чтобы предотвратить опрокидывание испытуемой ТМ, к ней сбоку при помощи специального кронштейна прикрепляют дополнительное колесо на расстоянии 10...15 см от поверхности дороги. Если во время испытаний ТМ потеряет поперечную устойчивость и наклонится, это колесо создаст опору.

Заметив начало скольжения колёс или отрыв их от дороги, контролёры по спидометру определяют соответствующую скорость  $V_{кр\ \phi}$  или  $V_{кр. оп}$ .

Для определения критических углов косогора по боковому скольжению  $\beta_{кр\ \phi}$  и по боковому опрокидыванию  $\beta_{кр. оп}$  ТМ устанавливают на платформе, одну сторону которой поднимают таями или домкратом. В момент начала скольжения или опрокидывания ТМ измеряют угол наклона платформы.

При движении по дороге с поперечным уклоном значения критических скоростей  $V_{кр\ \phi}$  и  $V_{кр. оп}$  могут существенно отличаться от их значений на горизонтальной поверхности, что зависит от величины уклона и его направления к центру поворота. Аналогично критические значения углов косогора  $\beta_{кр\ \phi}$  и  $\beta_{кр. оп}$  зависят от скорости, радиуса и направления поворота ТМ по отношению к уклону косогора.

## 8.2 Определение силы, вызывающей занос или опрокидывание ТМ

При анализе факторов, влияющих на поперечную устойчивость ТМ, надо знать величину поперечной силы  $F_{uY}$ , вызывающей занос или опрокидывание ТМ. В случае движения на повороте такой силой является центробежная сила. Чтобы определить её рассмотрим схему движения ТМ на повороте (рисунок 8.1). Для упрощения считаем, что ТМ является плоской фигурой, а шины в поперечном направлении не деформируются.

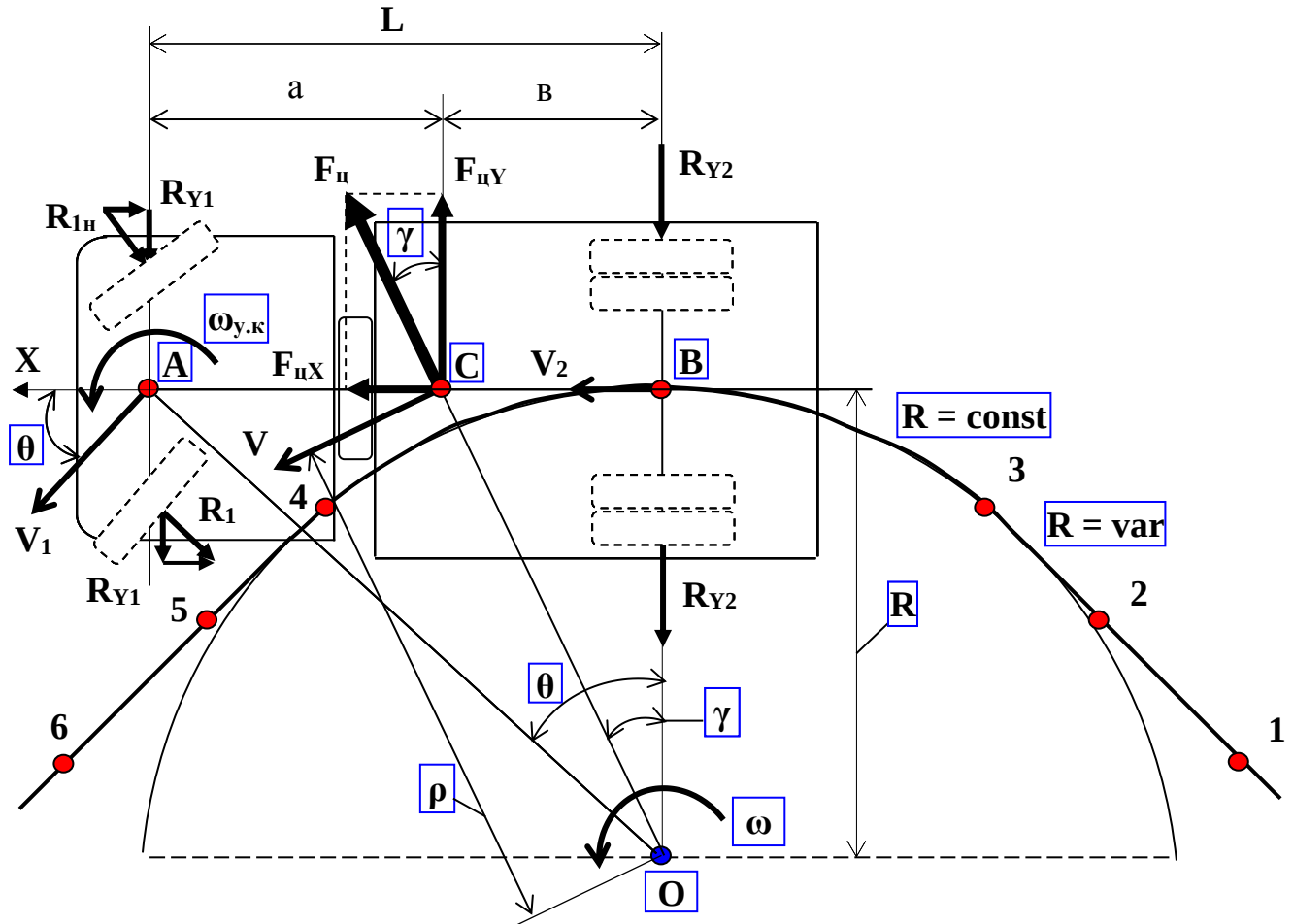


Рисунок 8.1 – Схема движения автомобиля на повороте

На рассматриваемом участке дороги:

- 1-2 – ТМ движется прямолинейно, колёса в нейтральном положении;
- 2-3 – поворот управляемых колёс, движение ТМ по кривой переменного радиуса (по переходной кривой),  $R = var$  ;
- 3-4 – положение управляемых колёс остаётся неизменным, повернутым на угол  $\theta$ , а радиус поворота средней точки задней оси – постоянным,  $R = const$  ;
- 4-5 – поворот управляемых колёс в обратную сторону, движение ТМ по второй переходной кривой,  $R$  постепенно увеличивается, т.е.  $R = var$  ;
- 5-6 – ТМ движется прямолинейно, колёса в нейтральном положении.

Здесь точка  $C$  – центр тяжести (центр масс) ТМ.

Криволинейное движение ТМ можно представить как вращательное в плоскости дороги с угловой скоростью  $\omega$  относительно *мгновенного центра скоростей (центра поворота) О*. Различают *радиус кривизны траектории  $\rho$*  и *радиус поворота автомобиля  $R$* . Радиус кривизны траектории – это расстояние от мгновенного центра скоростей до центра тяжести ТМ. Радиус поворота – это расстояние от мгновенного центра скоростей до продольной оси ТМ. Соотношение между ними задаётся выражением:

$$\rho = R / \cos \gamma$$

При криволинейном движении внутреннее и внешнее (по отношению к центру поворота) управляемые колёса повернуты на различные углы, что обеспечивает их качение без бокового скольжения. Вектор скорости  $V_1$  середины переднего моста (точка А) в этом случае направлен под углом  $\theta$  к продольной оси ТМ  $X$ , а вектор скорости  $V_2$  середины заднего моста направлен вдоль этой оси.

Центр поворота находится в точке пересечения перпендикуляров к векторам  $V_1$  и  $V_2$ . При движении с большой скоростью углы поворота колёс небольшие, поэтому угол  $\theta$  принимают равным их полусумме.

Радиус поворота автомобиля определяется по формуле:

$$R = L / \tan \theta \approx L / \theta$$

При равномерном движении по дуге постоянного радиуса (отрезок кривой «3-4» на рисунке 8.1) сила инерции массы ТМ  $m_{тм}$  равна центробежной силе:

$$F_{ц} = m_{тм} \cdot \omega^2 \cdot \rho.$$

Выразив  $\rho$  через  $R$  и зная, что  $\omega = V/R$ , получим:  $F_{ц} = m_{тм} \cdot V_{тм}^2 / (R \cdot \cos \gamma)$  или подставив вместо  $R$  его значение, имеем:

$$F_{ц} = m_{тм} \cdot V_{тм}^2 \cdot \theta / (L \cdot \cos \gamma).$$

Поперечная составляющая центробежной силы

$$F_{цY} = F_{ц} \cdot \cos \gamma = m_{тм} \cdot V_{тм}^2 \cdot \theta / L = m_{тм} \cdot V_{тм}^2 / R .$$

### 8.3 Определение критической скорости ТМ по боковому скольжению (заносу)

При равномерном движении ТМ на повороте по горизонтальной дороге (рисунок 8.1, участок «3-4») боковое скольжение её колёс может возникнуть в результате действия поперечной силы  $F_{цY}$  в тот момент, когда она становится равной силе сцепления колёс с дорогой в боковом направлении  $F_{\phi Y}$ , т.е.

$$F_{цY} = F_{\phi Y} = R_{Y1н} + R_{Y1б} + R_{Y2б} + R_{Y2н} = m_{тм} \cdot V_{тм}^2 / R,$$

где  $R_{Y1н}$ ,  $R_{Y1б}$ ,  $R_{Y2б}$ ,  $R_{Y2н}$  – поперечные реакции дороги.

Подставим в это выражение значения поперечной составляющей центробежной силы из выражения и силы сцепления шин в поперечной плоскости:

$$\frac{G_{тм} \cdot V_{тм}^2}{g \cdot R} = G_{тм} \cdot \phi_Y,$$

где  $\phi_Y$  – коэффициент сцепления шин в поперечной плоскости.

Учитывая, что в этом случае  $V_a = V_{кр} \phi$ , находим критическую скорость, м/с:

$$V_{кр \phi} = \sqrt{g \cdot R \cdot \phi_Y}$$

Критической скоростью по боковому скольжению или заносу называется предельная скорость, после достижения которой возможен занос ТМ.

Таким образом, при прохождении поворота на критической скорости по боковому скольжению заноса у ТМ может и не возникнуть. Занос её в этом случае может произойти при любом минимальном боковом возмущении (порыв ветра, боковой удар колеса о дорожную неровность, поперечный уклон дороги), а также при увеличении скорости движения ТМ или уменьшении радиуса поворота, что приведёт к увеличению поперечной составляющей центробежной силы  $F_{цY}$ .

ТМ может потерять поперечную устойчивость и во время прямолинейного движения, если водитель очень резко повернёт управляемые колёса, хотя бы на небольшой угол. При этом возникает сила инерции, поперечная составляющая которой, приложенная в центре тяжести ТМ  $C$  (рисунок 8.1), может весьма быстро достичь значения силы сцепления колёс с дорогой в боковом направлении  $F_{\phi Y}$  и вызвать занос.

#### 8.4 Определение критической скорости ТМ по боковому опрокидыванию

При повороте на горизонтальной дороге поперечная составляющая центростремительной силы  $F_{цY}$  (рисунок 8.2), действующая на ТМ, может вызвать не только боковое скольжение, но и опрокидывание ТМ.

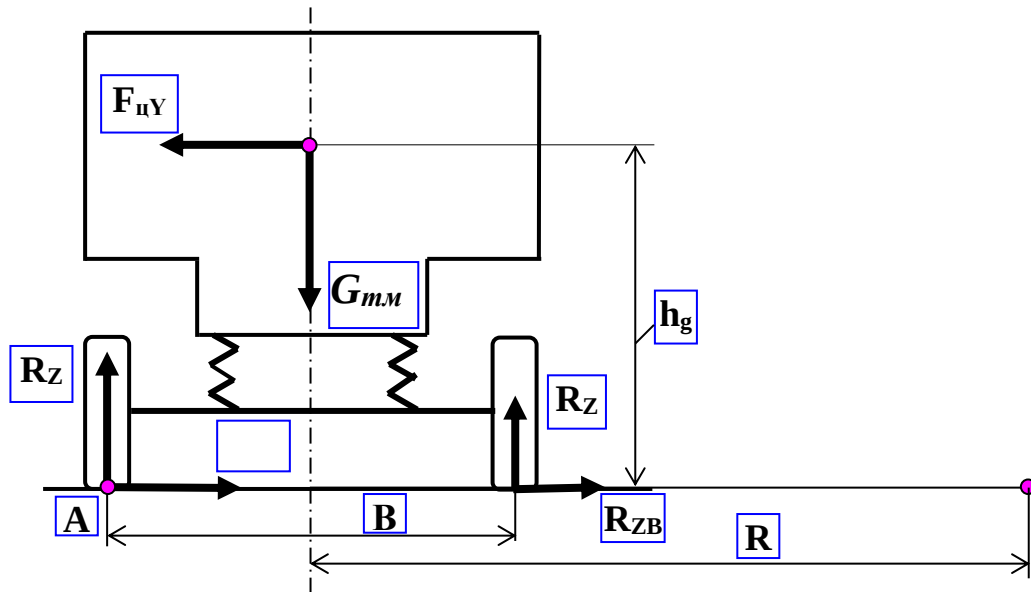


Рисунок 8.2 – Схема сил, действующих на ТМ при её боковом опрокидывании на повороте

Опрокидывание ТМ происходит относительно её наружных колёс (точка А). В момент отрыва внутренних колёс от дороги нормальные реакции  $R_{ZB}=0$ , и весь вес ТМ воспринимается наружными колёсами ( $R_{ZH} = G_{ТМ}$ ). В этом случае опрокидывающий момент  $M_{оп}$ , создаваемый поперечной силой  $F_{цY}$ , превышает или уравнивается восстанавливающим моментом  $M_B$  от веса ТМ:

$$M_{оп} = M_B.$$

Подставив значения моментов, получим:  $F_{цY} \cdot h_g = G_{т.м} \cdot 0,5 \cdot B$ .

Или с учётом значения поперечной силы  $[G_{т.м} \cdot V_{т.м}^2 / (g \cdot R)] \cdot h_g = G_{т.м} \cdot 0,5 \cdot B$ . Сократив правую и левую части последнего выражения на  $G_a$ , получим:  $h_g \cdot V_a^2 / (g \cdot R) = 0,5 \cdot B$ .

Учитывая, что в этом случае  $V_{т.м} = V_{кр оп}$ , находим критическую скорость, м/с:

$$V_{кр оп} = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot B}{2 \cdot h_g}}$$

**Критической скоростью по боковому опрокидыванию** называется предельная скорость, при превышении которой возникает опрокидывание ТМ.

### 8.5 Определение критического угла косогора для ТМ по боковому скольжению

При прямолинейном движении ТМ по косоугру потерю её поперечной устойчивости вызывает составляющая силы тяжести ТМ, параллельная плоскости косоугра (рисунок 8.3):

$$F_Y = G_{m.m} \cdot \sin \beta ,$$

где  $\beta$  – угол косоугра.

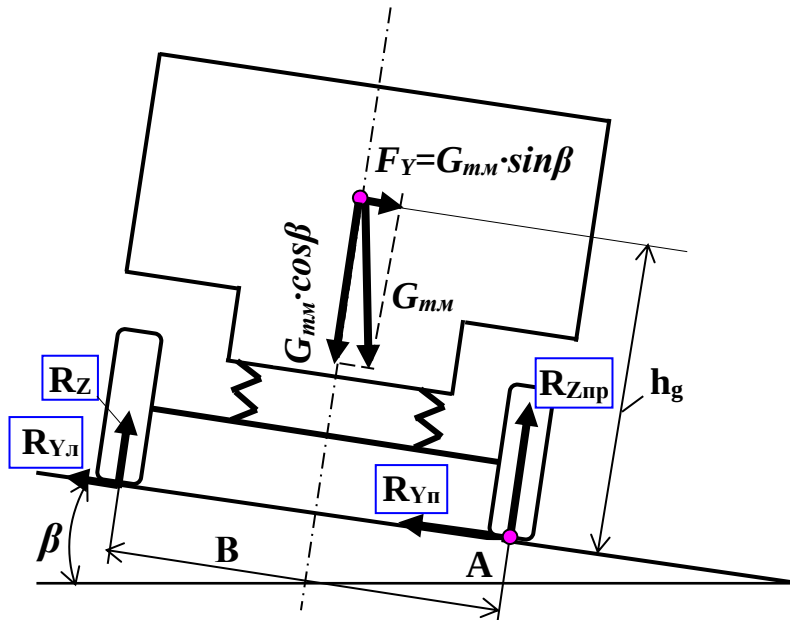


Рисунок 8.3 – Схема сил, действующих на ТМ при её прямолинейном движении по косоугру

Боковое скольжение ТМ на косоугре может начаться в момент, когда  $F_Y = F_{\phi Y}$ . Подставив в последнее выражение значения указанных сил, получим:  $G_{m.m} \cdot \sin \beta = G_{m.m} \cdot \cos \beta \cdot \phi_Y$ . Сократив правую и левую части этого равенства на  $G_{m.m}$ , получим:

$$\sin \beta = \cos \beta \cdot \phi_Y .$$

Учитывая, что в данном случае  $\beta = \beta_{кр.ф}$ , определим критический угол косоугра по боковому скольжению:

$$tg \beta_{кр.ф} = \phi_Y \quad \text{или} \quad \boxed{\beta_{кр.ф} = \arctg \phi_Y} .$$

**Критическим углом косоугра по боковому скольжению** называется предельный угол, после достижения которого при прямолинейном движении ТМ возможно её боковое скольжение.

Боковое скольжение ТМ в этих условиях начинается при действии любого минимального поперечного возмущения.

### 8.6 Определение критического угла косогора для ТМ боковому опрокидыванию

При прямолинейном движении ТМ по косогору (рисунок 8.3) её опрокидывание может начаться в том случае, если опрокидывающий момент  $M_{оп}$ , создаваемый боковой силой  $F_Y$ , превышает восстанавливающий момент  $M_B$  от нормальной составляющей силы тяжести ТМ:

$$M_{оп} = M_B.$$

Подставим в это выражение значения моментов:

$$G_a \cdot \sin\beta \cdot h_g = G_a \cdot \cos\beta \cdot \frac{B}{2}.$$

Сократив правую и левую части этого равенства на  $G_a$ , получим:

$$\sin\beta = \cos\beta \cdot \frac{B}{2 \cdot h_g}$$

Учитывая, что в данном случае  $\beta = \beta_{кр.оп}$ , определим критический угол косогора по боковому опрокидыванию:

$$tg\beta_{кр.оп} = \frac{B}{2 \cdot h_g} \quad \text{или}$$

$$\beta_{кр.оп} = \arctg \frac{B}{2 \cdot h_g}$$

**Критическим углом косогора по боковому опрокидыванию** называется предельный угол, после достижения которого при прямолинейном движении ТМ возможно её боковое опрокидывание.

Опрокидывание в этом случае может произойти при действии любого минимального поперечного возмущения.

Величина критического угла косогора по боковому опрокидыванию зависит от типа ТМ. Так, для легковых автомобилей этот угол составляет  $40...50^\circ$ , для грузовых –  $30...40^\circ$  и для автобусов –  $25...35^\circ$ .

## 8.7 Продольная устойчивость ТМ

В случае потери продольной устойчивости ТМ может скользить в продольном направлении или опрокинуться вокруг точек соприкосновения передних либо задних колёс. У современных ТМ с низким расположением центра тяжести  $C$  опрокидывание в продольной плоскости маловероятно. Гораздо чаще наблюдается буксование ведущих колёс и сползание ТМ назад. Сползание наступит в тот момент, когда сила сопротивления подъёму  $F_i$  становится больше силы сцепления  $F_\phi$  ведущих колёс с дорогой, т.е.  $F_i > F_\phi$ .

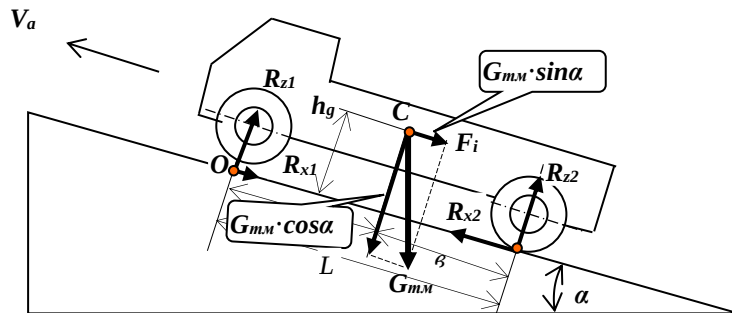


Рисунок 8.4 – Схема для определения максимального угла подъёма, преодолеваемого ТМ в продольной плоскости

В связи с этим показателем продольной устойчивости ТМ является *критический угол подъёма по буксованию  $\alpha_\phi$* .

С целью его определения рассмотрим равномерное движение ТМ на максимальном подъёме (рисунок 8.4), так как разгон на нём невозможен. При преодолении максимального подъёма скорость движения ТМ небольшая, поэтому силой сопротивления воздуха  $F_\beta$  в данном случае пренебрегаем. При этом сцепление ведущих колёс с дорогой полностью используется касательной реакцией дороги ( $R_{x2} = F_\phi = R_{z2} \cdot \phi_x$ ), а касательной реакцией дороги  $R_{x1}$  на передних колёсах пренебрегаем, так как она мала по сравнению с касательной реакцией  $R_{x2}$ .

Из условия равновесия ТМ имеем:

$$R_{z2} \cdot L = G_{т.м.} \cdot \sin \alpha \cdot h_g + G_{т.м.} \cdot \cos \alpha \cdot a ;$$

$$\text{и } R_{x2} = G_{т.м.} \cdot \sin \alpha .$$

Максимальная величина касательной реакции дороги на ведущих колёсах автомобиля ограничена сцеплением колёс с дорогой, т.е.;

$$R_{x2} = R_{z2} \cdot \phi_x .$$

Подставим в это выражение значения реакций дороги  $R_{x2}$  и  $R_{z2}$  и разделим обе части уравнения на  $\cos \alpha$ :

$$G_{т.м.} \cdot \sin \alpha = G_{т.м.} \cdot (\sin \alpha \cdot h_g + \cos \alpha \cdot a) \cdot \phi_x / L ;$$

$$\operatorname{tg} \alpha \cdot L = \operatorname{tg} \alpha \cdot h_g \cdot \phi_x + a \cdot \phi_x \text{ или } \operatorname{tg} \alpha \cdot (L - h_g \cdot \phi_x) = a \cdot \phi_x .$$

Учитывая в данном случае, что  $\alpha = \alpha_6$ , определим критический угол подъёма по буксованию для ТМ с колёсной формулой 4х2:

$$\boxed{\operatorname{tg} \alpha_6 = \frac{a \cdot \varphi_x}{L - h_g \cdot \varphi_x}} \quad \text{или} \quad \boxed{\alpha_{6 \ 4x2} = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left( \frac{a \cdot \varphi_x}{L - h_g \cdot \varphi_x} \right)}$$

**Критическим углом подъёма по буксованию** называется угол, при превышении которого возникает буксование ведущих колёс ТМ.

Критический угол подъёма по буксованию во многом зависит от коэффициента сцепления  $\varphi_x$ . Так, например, при  $\varphi_x = 0,3$  (асфальт мокрый и грязный или покрытый снегом) для ТМ с колёсной формулой 4х2 угол  $\alpha_{6 \ 4x2} = 10...15^\circ$ , а при  $\varphi_x = 0,8$  (асфальтобетон в хорошем состоянии) этот угол  $\alpha_{6 \ 4x2} = 25...30^\circ$ .

Для ТМ со всеми ведущими колёсами:

$$F_\varphi = G_{mm} \cdot \cos \alpha \cdot \varphi_x ,$$

в тоже время максимальная величина касательной реакции дороги на колёсах ТМ  $R_x = R_{x1} + R_{x2}$  ограничена сцеплением колёс с дорогой  $F_\varphi$  и равна предельному значению силы сопротивления подъёму  $F_i$ , т.е.:

$$F_\varphi = G_{mm} \cdot \sin \alpha .$$

Приравнявая правые части вышеприведенных уравнений и разделив обе части на  $G_{mm} \cdot \cos \alpha$ , окончательно получим, что для ТМ со всеми ведущими колёсами критический угол подъёма по буксованию

$$\boxed{\alpha_{6 \ 4x4} = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \varphi_x} .$$

Следовательно, такого типа ТМ может преодолевать крутые подъёмы без потери продольной устойчивости.

Так, например, на плохих дорогах, при  $\varphi_x = 0,3$  (асфальт мокрый и грязный или покрытый снегом) для ТМ с колёсной формулой 4х4 угол  $\alpha_{6 \ 4x4} = 17...19^\circ$ , а для ТМ с колёсной формулой 4х2 угол  $\alpha_{6 \ 4x2} = 10...15^\circ$

## 9 Управляемость транспортной машины

### 9.1 Требования к ТМ в отношении её управляемости

Траектория движения ТМ всегда криволинейная с непрерывно меняющейся кривизной. Волновой характер траектории движения ТМ обусловлен не только наличием криволинейных участков дороги, но и действием на АТС внешних возмущений и воздействием водителя на органы управления с целью корректировки направления движения.

Управление ТМ является главной производственной функцией водителя.

Для обеспечения хорошей *управляемости* ТМ должна удовлетворять следующим требованиям:

- 1) управляемые колёса при повороте ТМ должны катиться без бокового скольжения;
- 2) рулевой привод должен обеспечивать правильное соотношение углов поворота управляемых колёс;
- 3) управляемые колёса во время прямолинейного движения ТМ должны сохранять нейтральное положение и автоматически возвращаться к нему при выходе ТМ из поворота;
- 4) должны быть исключены произвольные угловые колебания управляемых колёс.

ТМ с плохой *управляемостью* может произвольно менять направление движения, создавая угрозу встречному и попутному транспорту.

## 9.2 Поворачиваемость транспортной машины

**Поворачиваемостью** называется свойство ТМ отклоняться от направления движения, определяемого положением управляемых колёс, в результате увода шин.

Поперечная составляющая центробежной силы  $F_{uy}$  стремится вызвать скольжение ТМ по направлению к внешней стороне дороги. Однако, в контакте шин с дорогой возникают боковые реакции, которые препятствуют скольжению ТМ, что приводит к уводу шин. Векторы скоростей при этом не совпадают со средними плоскостями колёс, а образуют с ними углы увода  $\delta_1$  и  $\delta_2$ .

Следовательно, если траектория движения ТМ с жёсткими шинами зависит только от угла поворота  $\theta$ , то у ТМ с эластичными шинами она зависит также и от углов увода  $\delta_1$  и  $\delta_2$  мостов. ТМ с эластичными шинами может под действием поперечной силы двигаться криволинейно, даже если управляемые колёса находятся в нейтральном положении и угол  $\theta$  равен нулю.

На рисунке 9.1 векторы скоростей средней точки передней и задней осей обозначены соответственно через  $V_1$  и  $V_2$ , а углы увода – через  $\delta_1$  и  $\delta_2$ . В случае равенства углов увода шин ТМ центр поворота  $O_1$ , как и раньше, будет находиться на пересечении перпендикуляров к векторам скоростей и при уводе не совпадает с центром поворота  $O$  транспортной машины, имеющей жёсткие шины, т.е. шины колёс, катящиеся без увода.

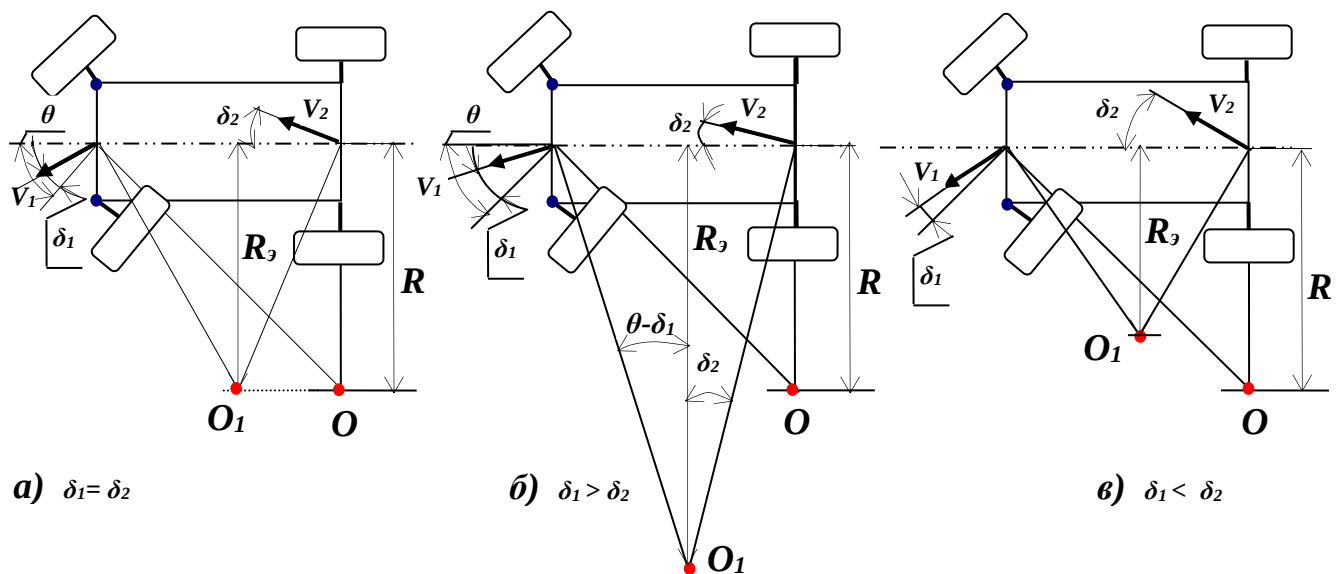


Рисунок 9.1 – Схемы движения ТМ с жёсткими и эластичными шинами

1) Если  $\delta_1 = \delta_2$ , то  $R_3 = R$  и поворачиваемость ТМ называют **нейтральной**. Хотя радиусы поворота при этом равны, траектория движения ТМ с жёсткими шинами не совпадает с траекторией движения ТМ, имеющей **нейтральную поворачиваемость**, так как центры поворота в этих случаях занимают различные положения (рисунок 9.1, а).

В рассматриваемом случае, если на ТМ, имеющую жёсткие шины, действует поперечная сила, ТМ сохраняет прежнее направление движения, пока эта сила по величине не станет равной силе сцепления. Автомобиль, имеющий *нейтральную поворачиваемость*, под действием поперечной силы движется также прямолинейно, но под углом увода  $\delta_{ув} = \delta_1 = \delta_2$  к прежнему направлению движения.

2) Если угол  $\delta_1 > \delta_2$ , то радиус  $R_э > R$  (рисунок 9.1, б) и для движения ТМ с эластичными шинами по кривой радиуса  $R$  управляемые колёса нужно повернуть на угол *больший*, чем при жёстких шинах. В этом случае поворачиваемость называют *недостаточной*.

3) Если угол  $\delta_1 < \delta_2$ , то радиус  $R_э < R$  (рисунок 9.1, в) и для движения ТМ с эластичными шинами по кривой радиуса  $R$  управляемые колёса нужно повернуть на угол *меньший*, чем при жёстких шинах. В этом случае поворачиваемость называют *избыточной* или *излишней*.

ТМ с *недостаточной поворачиваемостью* более устойчивы и лучше сохраняют направление движения, чем автомобили с *излишней поворачиваемостью*. Однако, слишком большая недостаточная поворачиваемость затрудняет работу водителя, которому приходится затрачивать больше усилия для изменения направления движения автомобиля.

Чтобы обеспечить недостаточную поворачиваемость ТМ, конструкторы несколько уменьшают давления в шинах передних колёс по сравнению с задними, и увеличивают тем самым увод передних колёс, а также стремятся расположить центр тяжести ТМ ближе к передней части, чтобы на передние колёса приходилась большая часть центробежной силы. ТМ с двумя шинами на каждом из задних колёс всегда имеют *недостаточную поворачиваемость*, так как боковая жёсткость шин задних колёс у них значительно больше жёсткости передних колёс.

### 9.3 Движение ТМ с недостаточной и излишней поворачиваемостью

Если на движущуюся прямолинейно ТМ, *имеющую жёсткие в поперечном направлении колёса*, действует боковая сила  $F_B$ , он будет продолжать двигаться прямолинейно до тех пор, пока эта сила не увеличится настолько, что начнётся скольжение колёс.

ТМ с *нейтральной поворачиваемостью* будет также двигаться прямолинейно, но под углом увода  $\delta_{ув}$  к прежнему направлению, т. е. со смещением в боковом направлении.

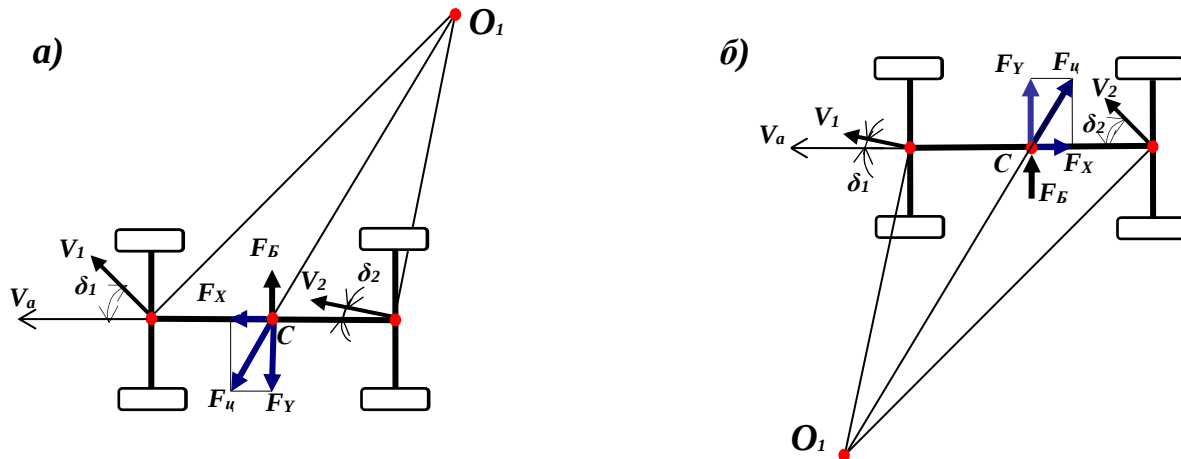


Рисунок 9.2 – Схемы движения ТМ с недостаточной (а) и излишней (б) поворачиваемостью

Под действием боковой силы  $F_B$  при прямолинейном движении ТМ с *недостаточной поворачиваемостью* (рисунок 9.2, а) её передняя ось в результате увода начнёт двигаться под углом  $\delta_1$  к прежнему направлению движения, а задняя ось – под углом  $\delta_2$ , т. е. ТМ при нейтральном положении управляемых колёс начнёт двигаться криволинейно, поворачиваясь вокруг центра  $O_1$ . В результате поворота возникает центробежная сила  $F_u$ , поперечная составляющая которой  $F_Y$  направлена в сторону, противоположную боковой силе  $F_B$ , что уменьшает результирующую поперечную силу и увод шин. Значит ТМ с *недостаточной поворачиваемостью* устойчиво сохраняет прямолинейное направление движения.

Если к ТМ с *излишней (избыточной) поворачиваемостью*, которая движется прямолинейно (рисунок 9.2, б), приложить боковую силу  $F_B$ , то она тоже начнёт двигаться криволинейно. Однако в этом случае поперечная составляющая центробежной силы  $F_Y$  будет направлена в ту же сторону, что и боковая сила  $F_B$ . В результате увод возрастает, что увеличивает кривизну траектории ТМ и силу  $F_Y$ . Если водитель не повернёт управляемые колёса в требуемом направлении, то сила  $F_Y$  может увеличиться настолько, что ТМ потеряет управляемость или устойчивость.

Таким образом, ТМ с *недостаточной поворачиваемостью* более устойчива и лучше сохраняет направление движения, чем ТМ с *излишней поворачиваемостью*.

## 9.4 Влияние развала и схождения колёс на управляемость транспортной машины

Плоскость качения управляемых колёс ТМ устанавливается под углом  $\lambda$  к вертикали, называемым **углом развала** колёс (рисунок 9.3, а).

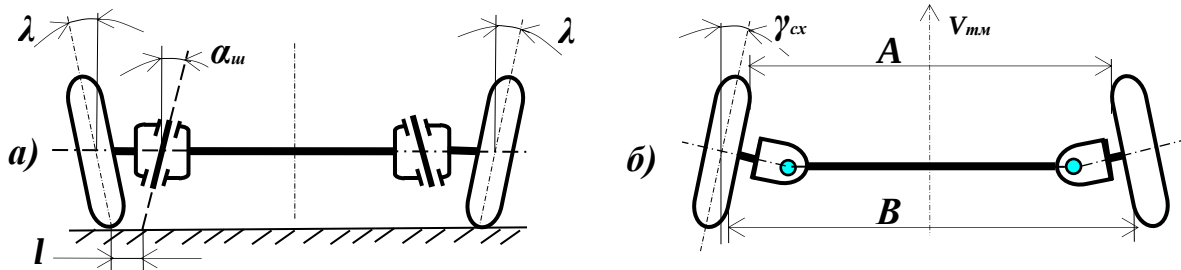


Рисунок 9.3 – Развал (а) и схождение (б) управляемых колёс

Управляемые колёса устанавливаются с **развалом** по следующим причинам:

- 1) при качении управляемых колёс на них действует сила сопротивления качению, которая создаёт на плече  $l$  момент сопротивления повороту колеса. При наличии **развала** это плечо уменьшается и тем самым облегчается управление;
- 2) колесо прижимается к внутреннему подшипнику ступицы, что предотвращает вилание колеса в случае появления зазоров в подшипнике ступицы;
- 3) при износе поворотных цапф не появляется обратный развал.

Поскольку колесо, плоскость качения которого отклонена от вертикали, катится с боковым уводом, для его компенсации управляемым колёсам придаётся **схождение** в горизонтальной плоскости, определяемое разностью расстояний  $B$  и  $A$  (рисунок 9.3, б). В результате при прямолинейном движении они катятся без бокового скольжения.

**Угол наклона шкворня** в поперечном направлении  $\alpha_{ш} = 6...12^\circ$ , а в продольном  $\gamma_{ш} = 0...5^\circ$ , **угол развала**  $\lambda = 1,5...2,0^\circ$  и **угол схождения**  $\gamma_{сх} = 0,2...0,5^\circ$ .

## 9.5 Колебания управляемых колёс транспортной машины

В процессе движения ТМ её управляемые колёса могут колебаться вместе с передней осью в вертикальной плоскости и вместе с рулевой трапецией вокруг шкворней в горизонтальной плоскости. Угловые колебания передней оси (балки переднего моста) происходят вследствие упругости подвески и шин, а колебания колёс относительно шкворней — вследствие упругости рулевого привода.

Угловые колебания колёс недопустимы, так как они вызывают динамические нагрузки на детали ходовой части и рулевого управления и при большой интенсивности приводят к потере управляемости ТМ.

### 9.5.1 Автоколебания управляемых колёс ТМ

С точки зрения потери управляемости наиболее опасны **автоколебания**. **Автоколебаниями** называются устойчивые, самовозбуждающиеся колебания управляемых колёс, склонные к прогрессивному увеличению. Механизм возникновения таких колебаний весьма сложен. Рассмотрим лишь общие понятия о нём.

Во время колебаний передней оси, управляемые колёса, наклоняясь, изменяют своё положение относительно вертикальной плоскости.

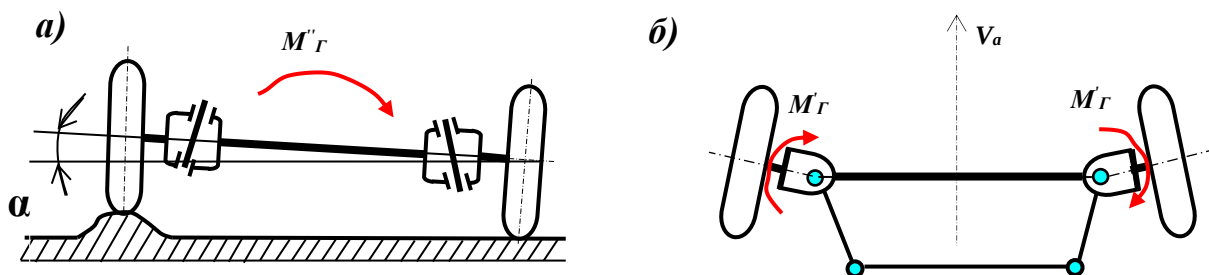


Рисунок 9.4 – Схема возникновения автоколебаний управляемых колёс ТМ

При наезде одного из колёс на дорожные неровности при зависимой их подвеске (рисунок 9.4, а) происходит перекос балки переднего моста. Управляемые колёса наклоняются и изменяется положение оси их вращения. Это приводит к возникновению **гироскопического момента первого рода  $M'_Г$** , который действует в горизонтальной плоскости и поворачивает управляемые колёса вокруг шкворней (рисунок 9.4, б). Поворот колёс вокруг шкворней вызывает возникновение **гироскопического момента второго рода  $M''_Г$** , действующего в вертикальной плоскости и стремящегося увеличить перекос балки переднего моста и наклон колёс. Таким образом, перекос балки переднего моста вызывает угловые колебания колёс, которые, в свою очередь, усиливают перекос балки моста. Обе колебательные системы связаны между собой, поэтому колебания балки переднего моста и колёс оказываются согласованными и влияют друг на друга. Возникающие в этом случае колебания управляемых колёс вокруг шкворней непрерывно повторяются (самовозбуждаются), являются устойчивыми и наиболее опасными. Основным средством уменьшения **автоколебаний** управляемых колёс является применение независимых подвесок, при которых вертикальное перемещение колёс не вызывает их бокового наклона.

### 9.5.2 Вынужденные колебания управляемых колёс ТМ

Если внешние воздействия на управляемые колёса периодические (гармонические или случайные), то они возбуждают **вынужденные колебания** колёс. Амплитуда вынужденных колебаний зависит от амплитуды воздействия, соотношения частоты воздействия и собственных частот колебаний колёс, а также степени поглощения энергии колебаний диссипативными элементами.

Вынужденные колебания управляемых колёс могут вызываться неровностями дороги, неуравновешенностью и плохой согласованностью кинематики подвески и рулевого привода.

### 9.5.3 Резонансные колебания управляемых колёс ТМ

**Резонансные колебания** управляемых колёс, обусловленные их неуравновешенностью, могут возникнуть в том случае, если частота возмущений (угловая скорость колёс) станет близкой к частоте собственных колебаний управляемых колёс в горизонтальной плоскости. **Собственные колебания** – это колебания, характеристики которых определяются только величинами податливостей упругих элементов, значениями моментов инерции или масс, а также диссипативными свойствами элементов рулевого управления.

Так резонансные колебания могут возникнуть при движении ТМ по дороге с правильно чередующимися неровностями. При определённой скорости движения ТМ частота вынужденных колебаний, возникающих вследствие наезда колеса на неровности дороги, и частота собственных колебаний управляемых колёс могут совпадать, и наступит резонанс.

### 9.5.4 Колебания управляемых колёс, вызванные несоответствием кинематики подвески и рулевого привода

Колебание управляемых колёс может быть также вызвано их связью с рамой через рулевой привод и через подвеску при несоответствии кинематики подвески и рулевого привода (рисунок 9.5).

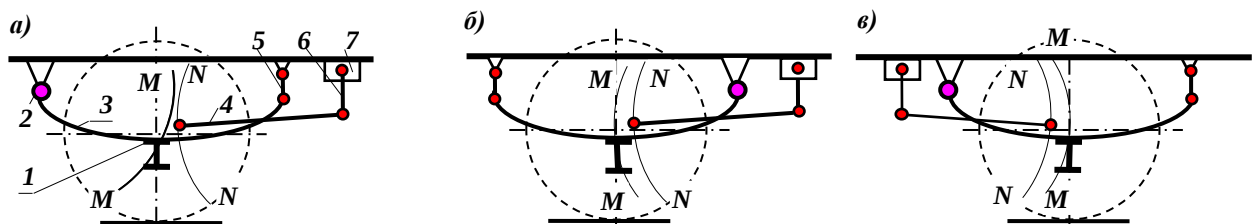


Рисунок 9.5 – Схемы устранения несоответствия кинематики подвески и рулевого привода

При прогибах рессоры 3 балка переднего моста 1 перемещается по дуге  $M-M$  с центром, расположенным около шарнира 2. Передний же конец продольной рулевой тяги 4, качаясь вокруг конца рулевой сошки 6, описывает дугу  $N-N$  (рисунок 9.5, а). Кривые  $M-M$  и  $N-N$  расходятся и вертикальное перемещение колёс сопровождается их поворотом относительно шкворней. Для уменьшения влияния колёс передний конец рессоры устанавливают на серьге 5, а задний – на простом шарнире 2 (рисунок 9.5, б) или помещают рулевой механизм 7 впереди балки переднего моста (рисунок 9.5, в).

## 10 Плавность хода автомобиля

### 10.1 Основные понятия и определения

Плавность хода – это эксплуатационное свойство ТМ, характеризующее её способность двигаться в заданном интервале скоростей по дорогам с неровной поверхностью без значительных вибрационных и ударных воздействий на водителя, пассажиров или перевозимый груз.

Колебания ТМ оказывают существенное воздействие не только на плавность, но и на другие свойства ТМ. Так, при эксплуатации грузовых автомобилей по дорогам с неровной поверхностью средняя скорость движения уменьшается на 40...50 %, межремонтный пробег – на 35...40%, расход топлива увеличивается на 50...70%, а себестоимость перевозок – на 50...60%.

Интенсивность колебаний масс ТМ при её движении по дорогам с неровной поверхностью зависит от компоновки, параметров подвески и шин.

Основным источником сил, вызывающим колебания ТМ на подвеске, служит микропрофиль дороги, которым являются впадины и выступы, имеющие длины от 10 см до 100 м. На дорогах с асфальтобетонным покрытием неровности бывают двух видов: неровности высотой 3...5 мм и длиной 8...10 мм называются микронеровностями, а неровности высотой 10...12 мм и длиной 5...8 м называются волнами.

Основными устройствами, защищающими ТМ, водителя, пассажиров и грузы от чрезмерных динамических воздействий дороги и ограничивающими их вибронагруженность допустимым уровнем, являются подвеска и шины, а для пассажиров и водителя также подвеска сидения.

### 10.2 Вертикальная упругая характеристика подвески ТМ

Конструкции подвесок различаются по типам направляющих и гасящих устройств, упругих элементов. При расчётах измерителей плавности хода ТМ условно считают, что упругие и гасящие устройства установлены в плоскости колеса и создают вертикальные силы, приложенные к его центру. Такие устройства и их характеристики называются приведенными.

На рисунке 10.1 показана принципиальная схема определения приведенной упругой характеристики подвески. Колёса моста ТМ устанавливаются на весовые устройства (ладометры). Нагрузка на кузов ТМ создаётся путём подтягивания с помощью тросов и лебёдки кузова вверх или вниз.

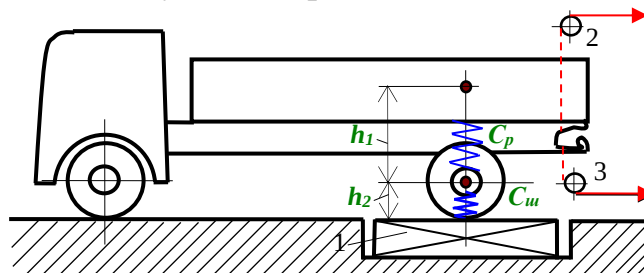


Рисунок 10.1 – Схема определения упругих характеристик подвески и шин:  
1 – ладометр; 2 – устройство, подтягивающее кузов вверх; 3 – то же вниз

При каждом положении кузова снимается показание ладометра, равное нормальной составляющей реакции дороги, и расстояние  $h_1$  между осью колеса и точкой кузова. Вследствие гистерезиса кривые нагружения и разгрузки не совпадают. За вертикальную упругую характеристику подвески принимается средняя линия между кривыми нагружения и разгрузки (рисунок 10.2). Вертикальная упругая характеристика подвески автомобиля выражает зависимость между вертикальной нагрузкой на подвеску  $F_{\Pi}$  и её деформацией  $S_{\Pi}$ , измеренной над осью колеса.

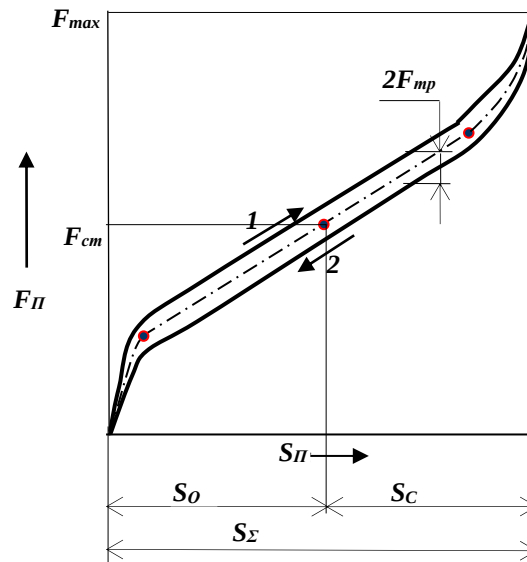


Рисунок 10.2 – Вертикальная упругая характеристика подвески:  
1 – линия нагружки; 2 – линия разгрузки

При построении этой характеристики за начало отсчёта принимается точка, соответствующая статической нагрузке.

На рисунке 10.2 приняты следующие обозначения:  $F_{cm}$  – статическая нагрузка на подвеску;  $S_o$  и  $S_c$  – динамические ходы отбоя и сжатия;  $S_{\Sigma}$  – полный ход подвески;  $F_{mp}$  – сила сухого трения в подвеске;

Полный ход подвески  $S_{\Sigma}$  делят на ход отбоя  $S_o$  и ход сжатия  $S_c$ . **Ход отбоя** – это расстояние, на которое перемещается ось колеса при деформации подвески, от нижнего ограничителя до положения, соответствующего статической нагрузке. **Ход сжатия** – это расстояние, на которое перемещается ось колеса при деформации подвески, от верхнего ограничителя до положения, соответствующего статической нагрузке.

Жёсткость подвески  $C_{\Pi}$  равна производной от нагрузки по деформации, т.е.  $C_{\Pi} = dF_{\Pi} / dS_{\Pi}$  и определяется с учётом масштаба как тангенс угла наклона касательной к характеристике.

Если  $C_{\Pi} = \text{const}$ , упругая характеристика является *линейной*, если жёсткость  $C_{\Pi}$  зависит от деформации – *нелинейной*.

### 10.3 Упругая характеристика шины

Шина ТМ обладает упругостью в радиальном, боковом, тангенциальном и скручивающем направлениях. Соответствующие жёсткости шины зависят от её размеров и статической нагрузки. Для определения колебаний и плавности хода ТМ основное значение имеет радиальная жёсткость шины.

О жёсткости шины судят по её упругой характеристике, которая представляет собой зависимость между вертикальной нагрузкой и радиальной деформацией (рисунок 10.3). Данная характеристика шины может быть найдена одновременно с характеристикой подвески путём измерения расстояния  $h_2$  (рисунок 10.1).

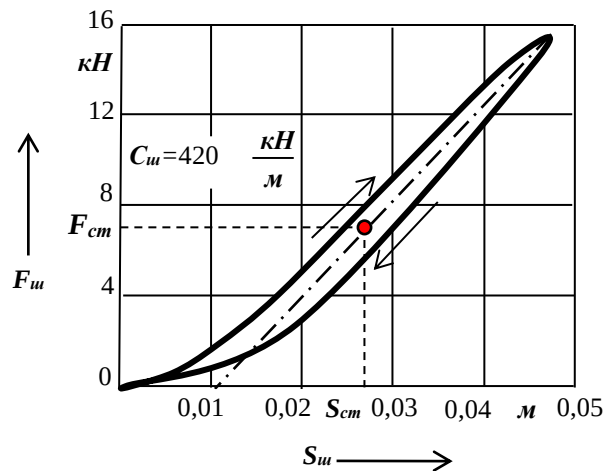


Рисунок 10.3 Упругая характеристика шины 7,50 – 20

При этом нормальная реакция, действующая на шину, равна показанию *ладометра*, а на подвеску – показанию ладометра за вычетом доли веса моста, приходящейся на рассматриваемое колесо.

Кривые нагрузки и разгрузки шины не совпадают, образуя петлю гистерезиса. Потери на гистерезис, увеличивающие сопротивление качению и вызывающие нагрев, в современных шинах невелики. Чтобы найти радиальную жёсткость шины, следует провести среднюю линию между кривыми нагрузки и разгрузки. Жёсткость шины  $C_{ш}$  равна тангенсу угла наклона касательной к средней линии, проведенной в точке, соответствующей статической нагрузке. Особенностью шины как упругого элемента является то, что при малых нагрузках упругая характеристика шины нелинейна. При средних и больших нагрузках жёсткость шины меняется мало. Поэтому при расчётах можно заменять шину упругим элементом с линейной характеристикой.

Жёсткости подвесок находятся в пределах 20...60  $\text{кН/м}$ , жёсткость шин – 200...450  $\text{кН/м}$ .

## 10.4 Рабочая диаграмма и характеристика амортизатора

Рассеивание энергии при колебаниях ТМ обеспечивается амортизаторами. Гашение колебаний основывается на превращении кинетической энергии поддрессоренной и неподдрессоренной масс в тепловую с последующим её рассеиванием. На современных ТМ широкое применение получили гидравлические амортизаторы, сила сопротивления которых

$$F_a = kV_{\pi}^i,$$

где  $k$  – коэффициент сопротивления амортизатора;  $V_{\pi}$  – скорость вертикального перемещения кузова относительно колеса (скорость поршня амортизатора);  $i$  – показатель степени.

Зависимость силы сопротивления амортизатора  $F_a$  от скорости перемещения его поршня  $V_{\pi}$  называют **характеристикой амортизатора**.

При испытаниях амортизаторов на стендах получают так называемую **рабочую диаграмму амортизатора** (рисунок 10.4, а), которая представляет собой запись силы сопротивления по ходу поршня при определённой частоте колебаний (обычно 1,66 Гц). Наибольшие значения сил сопротивления на ходе сжатия  $F_{ac}$  и ходе отбоя  $F_{ao}$  на рабочей диаграмме амортизатора получаются в середине хода его поршня и соответствуют максимальной скорости его перемещения при данном колебательном режиме. Затем по рабочим диаграммам амортизатора строят его характеристику (рисунок 10.4, б).

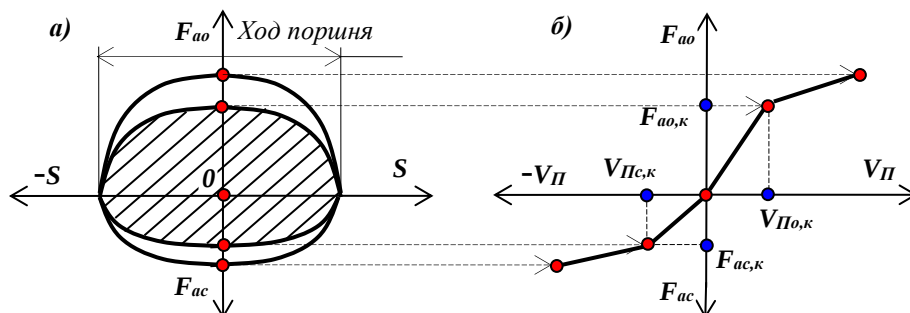


Рисунок 10.4 – Рабочая диаграмма (а) и характеристика (б) амортизатора

На рабочей диаграмме заштрихованная площадь эквивалентна энергоёмкости амортизатора за цикл работы при закрытых разгрузочных клапанах.

Характеристика амортизатора определяется шестью параметрами: двумя коэффициентами сопротивления при закрытых разгрузочных клапанах (отбоя и сжатия), двумя коэффициентами сопротивления при открытых разгрузочных клапанах и двумя значениями сил сопротивления амортизаторов при открытии этих клапанов. Разгрузочные клапаны устанавливают для предохранения амортизатора от разрушения в полостях с высоким давлением.

Уменьшение сопротивления при ходе сжатия связано со стремлением ограничить силу, передающуюся через амортизатор кузову при наезде колеса на препятствие. Соотношение между коэффициентами сжатия  $k_c$  и отбоя  $k_o$ :  $k_c = (0,15 \dots 0,30) k_o$ .

Рассеивание энергии при колебаниях масс ТМ происходит также за счёт трения между элементами подвески, гистерезисных потерь в деформируемых элементах подвески, при вертикальных деформациях катящейся шины.

## 10.5 Виды колебаний транспортной машины

ТМ представляет собой сложную колебательную систему, которая в первом приближении может рассматриваться как состоящая из нескольких сосредоточенных масс: кузов (рама), сиденье с водителем или сиденье с пассажирами в кабине, мосты и колеса, связанные между собой другими элементами: подвеска ТМ, подвеска сиденья, стабилизаторы поперечной устойчивости, шины.

Вид расчётной схемы зависит от диапазона частот, в котором производится анализ колебаний.

Каждая масса автомобиля может иметь от одной до шести степеней свободы. Так, кузов (рама) благодаря наличию упругих звеньев подвески может совершать 6 видов движений относительно неподвижной системы координат  $XYZ$ , начало которой расположено в центре масс  $O$  кузова ТМ (рисунок 10.5).

Линейные перемещения кузова вдоль осей  $X$ ,  $Y$  и  $Z$  соответственно обозначаются и называются:  $S_x$  – подёргивание,  $S_y$  – шатание,  $S_z$  – подпрыгивание; а угловые перемещения вокруг этих осей:  $\alpha_x$  – покачивание,  $\alpha_y$  – галопирование,  $\alpha_z$  – виляние или рыскание.

Массы ТМ делят на две группы: поддрессоренные и недрессоренные. **Поддрессоренными** называют массы ТМ, вес которых передается через упругие элементы подвески. **Недрессоренными** называют массы ТМ (мосты, колеса), вес которых не воспринимается подвеской, а передаётся через шины на опорную поверхность.

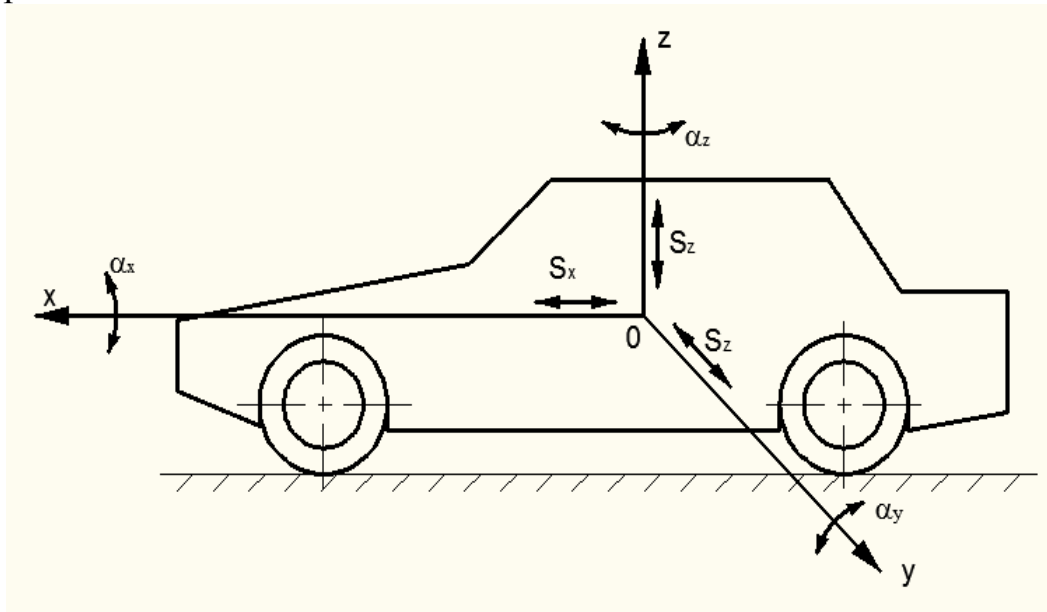


Рисунок 10.5 – Виды колебаний кузова ТМ

Но есть части автомобиля, которые крепятся одновременно и к поддрессорным и к недрессорным массам: упругие элементы подвески, карданные валы, рычаги подвески, рычаги амортизаторов, реактивные штанги. Одну половину масс этих частей относят к поддрессорным, а другую – к недрессорным.

Взаимодействие масс осуществляется посредством упругих и диссипативных элементов подвески, шин и сидений, допускающих их взаимные перемещения.

## 10.6 Упрощённая схема колебательной системы ТМ и её эквивалентная жёсткость

Учитывая, что плавность хода определяется в первую очередь колебаниями ТМ в продольной плоскости, для упрощения расчётов, часто рассматривают только эти колебания: линейные  $S_z$  вдоль оси  $Z$  (подпрыгивание) и угловые  $\alpha_y$  вокруг оси  $Y$  (галопирование) (рисунок 10.6).

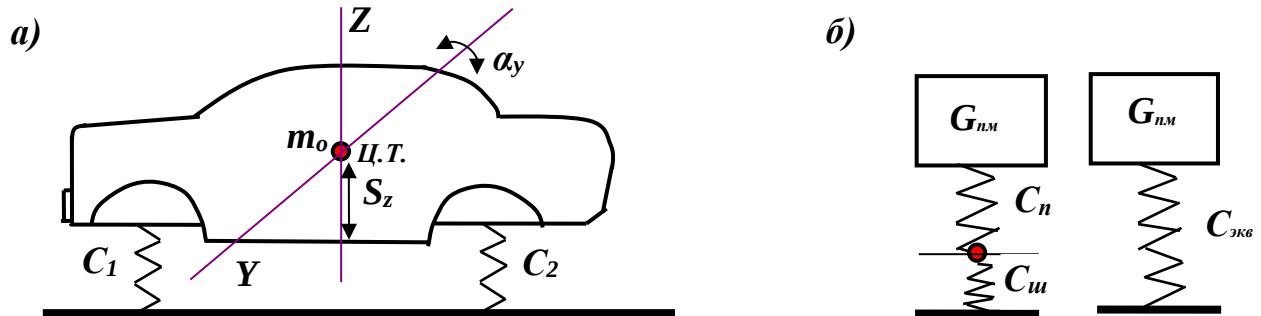


Рисунок 10.6 – Упрощённая схема колебаний ТМ (а) и схема к определению эквивалентной жёсткости её колебательной системы (б)

Буквами  $C_1$  и  $C_2$  на схеме обозначены *эквивалентные жёсткости* передней и задней подвесок, т.е. жёсткости таких упругих элементов, прогиб которых равен суммарным прогибам подвесок и шин, воспринимающих ту же нагрузку.

Для определения эквивалентной жёсткости рассмотрим схему, приведенную на рисунке 10.6, б, на которой изображён соответствующий подрессоренной массе груз  $G_{nm}$ , установленный на упругом элементе подвеске и шине, жёсткости которых соответственно равны  $C_n$  и  $C_{ш}$ .

Под действием силы веса подрессоренной массы ТМ  $G_{nm}$  упругая система деформируется на величину, равную сумме прогибов подвески и шины:

$$f_{\text{сум}} = f_n + f_{ш} \quad \text{или} \quad f_{\text{сум}} = G_{nm} / C_n + G_{nm} / C_{ш}.$$

Вместе с тем суммарный прогиб этой системы равен :

$$f_{\text{сум}} = G_{nm} / C_{\text{экв}}.$$

$$\text{Следовательно,} \quad G_{nm} / C_{\text{экв}} = G_{nm} / C_n + G_{nm} / C_{ш} \quad \text{или} \quad 1 / C_{\text{экв}} = 1 / C_n + 1 / C_{ш}.$$

Разрешив полученное равенство относительно эквивалентной жёсткости  $C_{\text{экв}}$ , окончательно получим:

$$C_{\text{экв}} = C_n \cdot C_{ш} / (C_n + C_{ш}).$$

Жёсткости подвесок находятся в пределах 20...60  $\text{кН/м}$ , а жёсткость шин - в пределах 200... 450  $\text{кН/м}$ . Меньшие значения относятся к ТМ, масса которых не превышает 3  $\text{т}$ , а большие – к ТМ, масса которых превышает 3  $\text{т}$ .

## 11 Проходимость транспортной машины

**Проходимостью** называется свойство ТМ двигаться в плохих дорожных условиях, по бездорожью и при преодолении препятствий.

К плохим дорожным условиям относятся мокрые, грязные, заснеженные, обледенелые, разбитые и размокшие дороги.

К препятствиям относятся уклоны, барьерные препятствия: дорожные насыпи, канавы, кюветы, рвы – и дискретные препятствия: пни, кочки, валуны и т.п.

Потеря проходимости ТМ может быть *полной* или *частичной*.

*Полной потерей проходимости* является застревание, т.е. прекращение движения. *Частичная потеря проходимости* связана со снижением скорости движения, а также завышенным ростом расхода топлива.

### 11.1 Классификация ТМ по уровню проходимости и виды проходимости ТМ

Проходимостью должны обладать ТМ всех типов, но в различной степени в зависимости от их назначения.

По уровню проходимости ТМ подразделяются на **дорожные** (обычной проходимости), **повышенной проходимости** и **высокой проходимости**.

К **дорожным** относятся ТМ, предназначенные для использования на дорогах с твёрдым покрытием. Конструктивными признаками таких АТС являются:

- 1) неполноприводность (колёсная формула 4x2, 6x2, 6x4);
- 2) шины с дорожным или универсальным рисунком протектора;
- 3) использование в трансмиссии простых (неблокируемых) дифференциалов.

ТМ **повышенной проходимости** предназначены для использования как на дорогах с твёрдым покрытием, так и вне дорог, и для преодоления естественных препятствий. Их основным конструктивным признаком является *полноприводность*. На них обычно применяют тороидальные шины с грунтозацепами, широкопрофильные или арочные шины. Иногда используют систему регулирования давления воздуха в шинах. Такие ТМ часто снабжаются средствами самовытаскивания и могут преодолевать вброд водные преграды.

ТМ **высокой проходимости** предназначены для использования в условиях бездорожья, преодоления естественных и искусственных препятствий, а также водных преград. Эти машины отличаются своеобразной компоновочной схемой, полноприводностью, наличием в трансмиссии самоблокирующихся дифференциалов, использованием специальных шин (сверхнизкого давления, пневмокотков и т. д.), а также дополнительных устройств (например, выдвижных катков для преодоления канав). Очень часто ТМ высокой проходимости являются плавающими и имеют специальный водяной движитель.

Проходимость ТМ подразделяют на **профильную** и **опорную**. **Профильная проходимость** характеризует возможность преодолевать различного рода препятствия и вписываться в требуемую полосу движения.

**Опорная проходимость** определяет возможность движения ТМ по деформируемым грунтам.

## 11.2 Профильная проходимость ТМ

Профильную проходимость ТМ оценивают следующими показателями: 1) дорожный просвет  $h$ ; 2) передний (задний) свес  $L_1(L_2)$ ; 3) углы переднего (заднего) свеса  $\gamma_1(\gamma_2)$ ; 4) продольный радиус проходимости  $R_L$ ; 5) наибольший угол преодолеваемого подъёма  $\alpha_{max}$ ; 6) наибольший угол преодолеваемого косогора  $\beta_{max}$ ; 7) поперечный радиус проходимости  $R_B$ ; 8) угол перекоса мостов  $\gamma_{II}$ ; 9) коэффициент совпадения следов передних и задних колёс  $\eta_C$ .

Применительно к автопоездам оценочными измерителями профильной проходимости, кроме перечисленных, являются: 10) вертикальный  $\beta_G$  и горизонтальный  $\alpha_G$  углы гибкости;

Для полноприводных ТМ основными измерителями профильной проходимости являются ширина преодолеваемого в поперечном направлении рва и высота преодолеваемой вертикальной стенки (эскарпа).

### 11.2.1 Дорожный просвет $h$

Это расстояние от одной из наиболее низко расположенных точек ТМ до опорной поверхности. Он определяет возможность движения ТМ по мягким грунтам и преодоления сосредоточенных препятствий (камней, пней, кочек и т. д.). Дорожный просвет у прицепного состава должен быть не меньше, чем у базового автомобиля-тягача.

Таблица 11.1 – Минимальные просветы дорожных ТМ

|                      |      |      |      |      |      |             |             |
|----------------------|------|------|------|------|------|-------------|-------------|
| Полная масса, т      | 1,75 | 2,50 | 3,50 | 5,20 | 8,30 | 12,0...18,5 | 20,5...27,0 |
| Дорожный просвет, мм | 160  | 180  | 200  | 220  | 245  | 260         | 270         |

Дорожный просвет у ТМ и автопоездов повышенной и высокой проходимости должен быть существенно большим, чем у дорожных АТС.

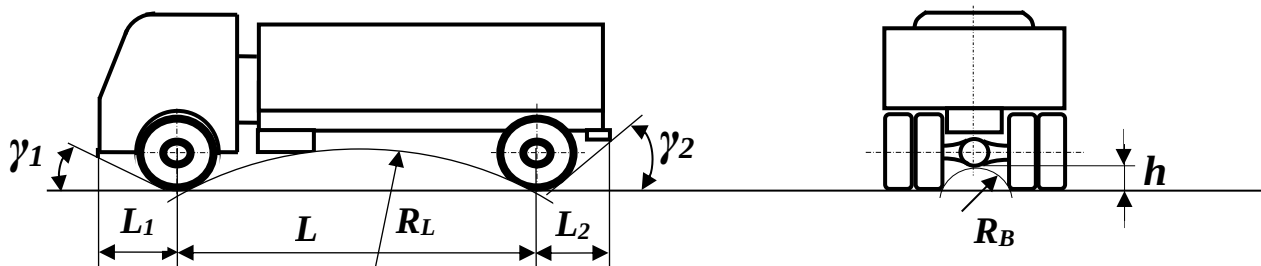


Рисунок 11.1 – Параметры профильной проходимости

### 11.2.2 Передний $L_1$ и задний $L_2$ свес

Расстояние от крайней точки контура передней (задней) выступающей части по длине ТМ до плоскости, перпендикулярной опорной поверхности и проходящей через центры передних (задних) колёс. Свес влияет на проходимость при переезде через канавы, пороги, кюветы и т. п. Чем меньше свесы, тем менее вероятна потеря контакта колёс с опорной поверхностью при преодолении препятствий.

Угол между опорной поверхностью и плоскостью, касательной к окружностям наружных диаметров передних (задних) колес и проходящей через точку контура передней (задней) части ТМ таким образом, что все остальные точки контура оказываются с внешней стороны этого угла.

Углы свеса характеризуют возможность преодоления препятствий с короткими подъемами или спусками. Чем больше углы свеса, тем больше крутизна коротких неровностей, которые преодолевает ТМ, не задевая выступающими частями за неровности при въезде и съезде с них.

Для дорожных ТМ  $\gamma_1 \geq 25^\circ$ ,  $\gamma_2 \geq 20^\circ$ . У машин повышенной проходимости  $\gamma_1 = \gamma_2 \geq 30^\circ$ . У ТМ высокой проходимости  $\gamma_1 = \gamma_2 = 60^\circ \dots 70^\circ$ .

### 11.2.3 Продольный радиус проходимости $R_L$

Радиус цилиндра, касательного к окружностям, описанным свободными радиусами соседних колёс, наиболее разнесённых по базе, и проходящего через точку контура нижней части ТМ таким образом, что все остальные точки контура оказываются с внешней стороны этого цилиндра.

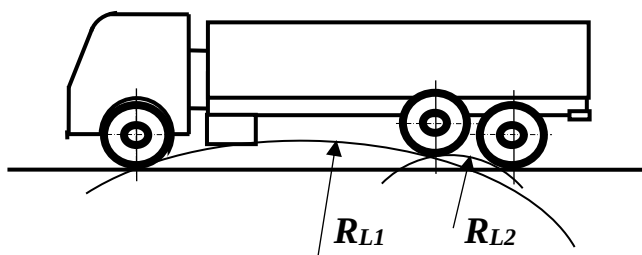


Рисунок 11.2 – Продольный радиус проходимости многоосной машины

**Продольный радиус** характеризует проходимость по местности с насыпями и буграми.

Для многоосной машины **продольный радиус проходимости** определяют между всеми смежными мостами и берут наибольшее из найденных значений. При этом  $R_L$  определяют при последовательном подъёме до упора колёс всех смежных мостов. У трёхосной ТМ с балансирной подвеской мостов тележки **продольный радиус проходимости** находят при подъёме колёс промежуточного моста до полного смятия буфера (рисунок 11.2).

### 11.2.5 Наибольший угол преодолеваемого подъёма $\alpha_{\max}$

Это угол подъёма, имеющего протяжённость не менее двукратной длины ТМ, и ровную поверхность.

Для ТМ дорожного типа значение максимального угла подъёма составляет 25% или  $22,5^\circ$  и 18% или  $16,2^\circ$  – для автопоезда. Для сельскохозяйственных полноприводных машин соответственно: 45% и 22%.

### 11.2.6 Наибольший угол косогора $\beta_{\max}$ , по которому может двигаться транспортная машина

Определяется при движении автомобиля по ровному косогору без бокового скольжения колёс более чем на ширину профиля шины. *Параметр не нормирован.*

### 11.2.7 Поперечный радиус проходимости $R_B$

Это радиус цилиндра, касательного к колёсам одного моста и проходящего через точку контура нижней части ТМ. Он определяет проходимость через неровности, ширина которых соизмерима с колеёй ТМ, и должен быть возможно меньшим (рисунок 11.1). Параметр не нормирован.

### 11.2.8 Угол перекоса мостов $\gamma_P$

Угол перекоса находится как сумма углов перекоса переднего и заднего мостов относительно горизонтальной плоскости.

От величины углов перекоса мостов зависит способность ТМ приспособляться к неровностям местности без потери контакта колёс с дорогой.

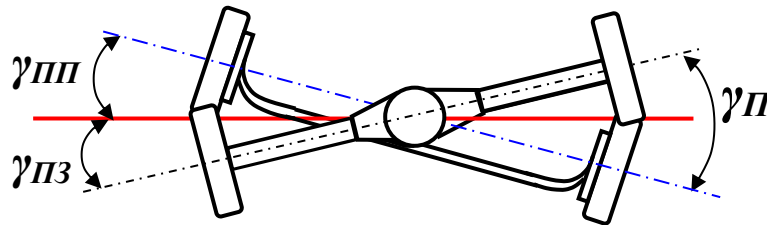


Рисунок 11.3 Схема определения углов перекоса мостов

### 11.2.9 Коэффициент совпадения следов передних и задних колёс ТМ $\eta_c$

$\eta_c = b_{cn} / b_{cz}$ , где  $b_{cn}$  и  $b_{cz}$  – ширина следа соответственно за передним и задним колёсами. Чем ближе  $\eta_c$  к единице, тем меньше сопротивление движению автомобиля на деформируемом грунте, за исключением случаев движения по болоту. *Показатель не нормируется.*

### 11.2.10 Углы гибкости в вертикальной $\beta_g$ и горизонтальной $\alpha_g$ плоскостях

Для прицепного автопоезда углами гибкости являются углы возможного отклонения оси дышла прицепа от оси тягово-сцепного устройства автомобиля-тягача (рисунок 11.4).

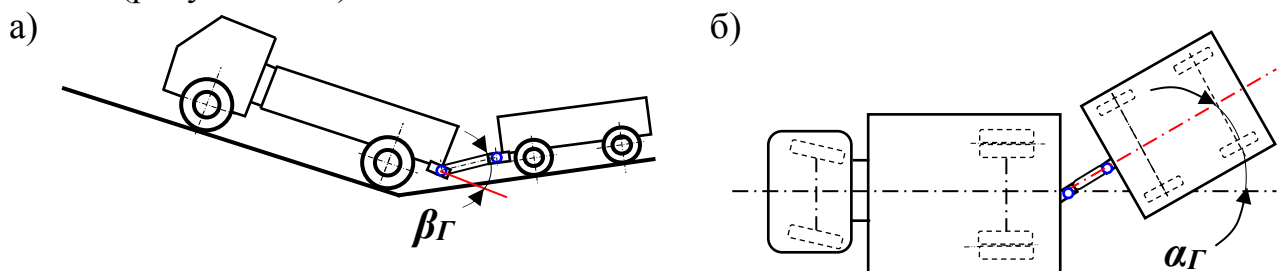


Рисунок 11.4 Углы гибкости автопоезда в вертикальной (а) и горизонтальной (б) плоскостях

Для седельного автопоезда углы гибкости определяются соответствующими предельными положениями продольной оси машины-тягача и полуприцепа в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Угол вертикальной гибкости характеризует проходимость ТМ по неровному пути, а угол горизонтальной гибкости характеризует её способность к крутым поворотам.

Углы гибкости должны быть в вертикальной плоскости не менее  $\pm 40^\circ$  для машин общетранспортного назначения и не менее  $\pm 62^\circ$  для многоцелевых ТМ; в горизонтальной плоскости для всех типов ТМ – не менее  $\pm 55^\circ$ .

Для седельных автопоездов угол вертикальной гибкости должен быть не менее  $\pm 8^\circ$ , а угол горизонтальной гибкости –  $\pm 90^\circ$ .

### 11.2.11 Ширина рва и высота вертикальной стенки

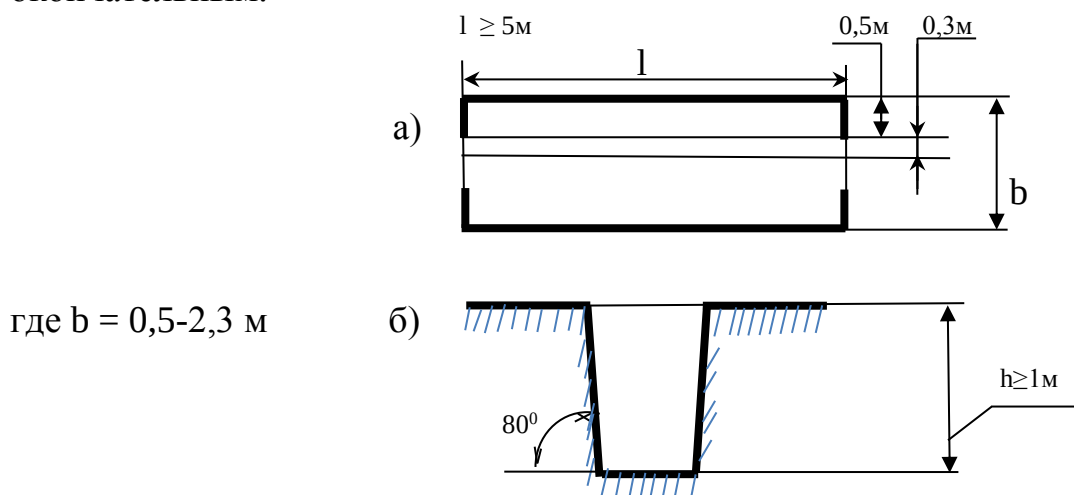
Эти показатели являются основными при оценке профильной проходимости полноприводных ТМ. Показатели не нормируются.

При экспериментальном определении этих показателей используют рвы разной ширины (в диапазоне 0,5...2,3 м с возрастанием каждого последующего на 0,3 м), оборудованные на ровной горизонтальной площадке с сухим твердым грунтом. Длина каждого участка рва должна быть не менее 5 м; наклон стенок –  $80^\circ$  к горизонтали; глубина – не менее 1 м (рисунок 11.5 (а,б)).

Вертикальные стенки должны быть из сухого твердого грунта, шириной не менее 5 м. Первая стенка должна иметь высоту 0,4 м, а каждая последующая иметь приращение высоты на 0,2 м (рисунок 11.6).

Препятствия преодолевают на низшей передаче в направлении, перпендикулярном оси препятствия. При застревании во рве выясняется возможность самостоятельного выхода ТМ из рва задним ходом.

При невзятии стенки опыт повторяют по новой колее, его результат является окончательным.



где  $b = 0,5\text{--}2,3\text{ м}$

где  $l$  – длина рва;  $b$  – ширина;  $h$  – глубина.

Рисунок 11.5 – Параметры препятствия «Ров»:

а) ширина рва; б) глубина рва.

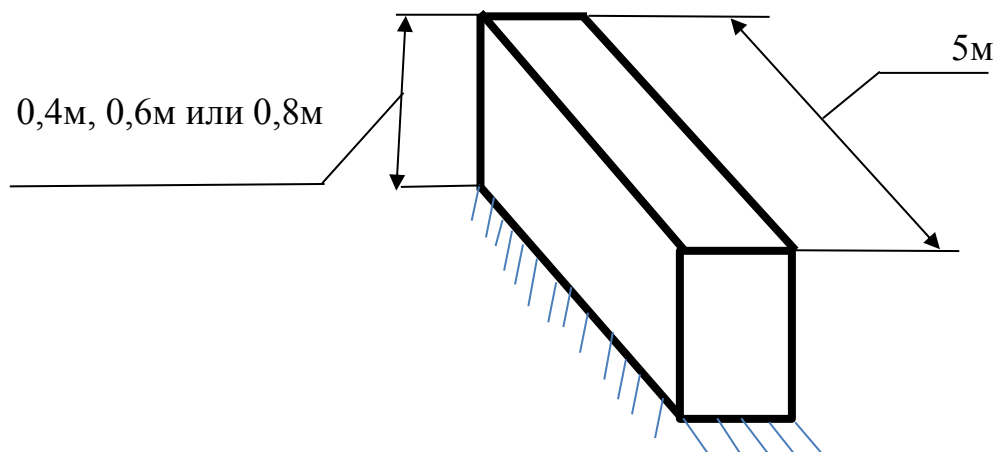


Рисунок 11.6 – Схема вертикальной стенки

### 11.3 Опорно-сцепная проходимость ТМ

Опорно-сцепные параметры ТМ характеризуют ее проходимость при движении по деформируемым грунтам (песок, пашня, заболоченная местность, снег и др.).

Наиболее распространенным, для оценки опорно-сцепных параметров, является среднее давление колеса в контакте с опорной поверхностью, равное отношению нормальной реакции опорной поверхности  $R_z$  к площади контакта  $S_k$ :

$$q_k = R_z / S_k.$$

Остальные показатели опорно-сцепной проходимости совпадают с показателями и параметрами тягово-скоростных свойств ТМ:

- 1) сцепной вес;
- 2) удельная мощность;
- 3) мощность сопротивления движению;
- 4) максимальная сила тяги;
- 5) динамический фактор (удельное тяговое усилие и др.).

### 11.4 Дополнительные средства повышения проходимости

Повышение проходимости ТМ в ухудшенных дорожных условиях или в условиях бездорожья может быть обеспечено установкой на колёса дополнительных устройств, увеличивающих сцепление с опорной поверхностью и уменьшающих сопротивление движению ТМ. По выполняемым функциям их можно разделить на группы: цепи противоскольжения, уширители колёс, лёгкосъёмные гусеницы и устройства для самовытаскивания. Наибольшее распространение получили **цепи противоскольжения**. Они повышают сцепление колёс с грунтом на 20...45 %. Однако на слабых грунтах (рыхлых, песчаных, болотистых и т.п.) их использование может привести к срыву грунта и быстрому зарыванию в грунт. В этих условиях целесообразнее применять **уширители колёс**. Они представляют собой специальные устройства, имеющие сильно развитые

грунтозацепы, что позволяет уменьшить давление на грунт, снизить сопротивление движению и улучшить сцепление. Аналогичный эффект достигается применением арокных и сдвоенных шин.

**Лёгкосъёмная гусеница** представляет собой ленту, надеваемую на колёсный движитель и стягиваемую по концам при помощи специальных устройств. Известны цельнометаллические и резинометаллические конструкции гусениц. Их обычно устанавливают на колёса тележки среднего и заднего ведущих мостов трёхосной ТМ колёсной формулой 6х4 или 6х6. При этом проходимость машины улучшается на 25...40 %.

Для преодоления особо тяжёлых участков местности и крутых подъёмов, а также для вытаскивания застрявшей ТМ применяют **лебёдки**. Их устанавливают на большинстве полноприводных ТМ повышенной и высокой проходимости.

## СОДЕРЖАНИЕ

дисциплины «Теория движения транспортных машин» для магистрантов

*34 часа*

|                                                                                               |           |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| Литература.....                                                                               | 1         |
| Введение.....                                                                                 | 2         |
| <b>1 Основные эксплуатационные свойства транспортных машин.....</b>                           | <b>2</b>  |
| <b>2 Силы, действующие на транспортную машину.....</b>                                        | <b>3</b>  |
| 2.1 Движущая сила транспортной машины.....                                                    | 3         |
| 2.1.1 Скоростные характеристики ДВС.....                                                      | 3         |
| 2.1.2 Коэффициенты приспособляемости двигателя.....                                           | 5         |
| 2.1.3 Аналитическая зависимость мощности ДВС от угловой скорости<br>его коленчатого вала..... | 6         |
| 2.1.4 Сила и коэффициент сцепления шин ТМ с дорожной поверхностью...                          | 7         |
| 2.2 Силы сопротивления движению ТМ.....                                                       | 8         |
| 2.2.1 Сила сопротивления качению ТМ.....                                                      | 8         |
| 2.2.2 Сила сопротивления подъёму ТМ.....                                                      | 9         |
| 2.2.3 Сила сопротивления воздуха движению ТМ.....                                             | 10        |
| 2.2.4 Сила сопротивления разгону ТМ.....                                                      | 12        |
| <b>3 Определение основных параметров транспортной машины.....</b>                             | <b>14</b> |
| 3.1 Порядок расчёта основных параметров транспортной машины.....                              | 14        |
| 3.2 Определение полной массы транспортной машины.....                                         | 15        |
| 3.3 Распределение нагрузки от полной массы ТМ по мостам.....                                  | 15        |
| 3.4 Подбор шин и определение расчётного радиуса качения колёс ТМ.....                         | 16        |
| 3.5 Определение максимальной мощности двигателя и КПД трансмиссии<br>транспортной машины..... | 17        |
| 3.6 Определение максимального крутящего момента двигателя ТМ.....                             | 19        |
| 3.7 Определение передаточного числа главной передачи ТМ.....                                  | 19        |
| 3.8 Определение передаточных чисел коробки передач ТМ.....                                    | 20        |
| 3.8.1 Расчёт передаточного числа первой передачи .....                                        | 20        |
| 3.8.2 Расчёт передаточных чисел промежуточных передач.....                                    | 21        |
| 3.9 Определение передаточных чисел раздаточной коробки ТМ.....                                | 24        |
| <b>4 Оценка тягово-скоростных свойств транспортной машины.....</b>                            | <b>25</b> |
| 4.1 Уравнение движения транспортной машины.....                                               | 25        |
| 4.2 Уравнение силового (тягового) баланса транспортной машины.....                            | 26        |
| 4.3 Тяговая характеристика транспортной машины.....                                           | 27        |
| 4.3.1 Построение тяговой характеристики транспортной машины.....                              | 27        |
| 4.3.2 Практическое использование тяговой характеристики ТМ.....                               | 28        |
| 4.4 Мощностная характеристика транспортной машины.....                                        | 29        |
| 4.5 Динамическая характеристика транспортной машины.....                                      | 31        |
| 4.5.1 Построение динамической характеристики транспортной машины....                          | 31        |
| 4.5.2 Практическое использование динамической характеристики ТМ.....                          | 32        |
| 4.6 Разгон транспортной машины.....                                                           | 34        |
| 4.6.1 Ускорение транспортной машины при разгоне.....                                          | 34        |
| 4.6.2 Время и путь разгона транспортной машины.....                                           | 35        |
| 4.6.2.1 Определение времени разгона транспортной машины.....                                  | 36        |
| 4.6.2.2 Определение пути разгона транспортной машины.....                                     | 38        |

|           |                                                                                                                               |           |
|-----------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>5</b>  | <b>Оценка топливно-экономических свойств транспортной машины.....</b>                                                         | <b>40</b> |
| 5.1       | Оценочные показатели топливной экономичности ТМ.....                                                                          | 40        |
| 5.2       | Уравнение расхода топлива ТМ.....                                                                                             | 43        |
| <b>6</b>  | <b>Свойства ТМ при наличии в её трансмиссии ГМП.....</b>                                                                      | <b>44</b> |
| 6.2       | Преимущества и недостатки транспортной машины с ГМП.....                                                                      | 45        |
| 6.3       | Безразмерная характеристика гидромуфты.....                                                                                   | 46        |
| 6.4       | Безразмерные характеристики гидротрансформаторов.....                                                                         | 48        |
| 6.5       | Особенности тягово-скоростных и топливно-экономических характеристик ТМ при наличии в её трансмиссии гидротрансформатора..... | 51        |
| <b>7</b>  | <b>Тормозные свойства транспортной машины.....</b>                                                                            | <b>53</b> |
| 7.1       | Основные понятия и определения.....                                                                                           | 53        |
| 7.1.1     | Тормозные системы и их функции.....                                                                                           | 53        |
| 7.1.2     | Виды торможения и способы их реализации.....                                                                                  | 54        |
| 7.2       | Тормозная сила и уравнение движения ТМ при торможении.....                                                                    | 56        |
| 7.3       | Тормозной путь ТМ при установившемся замедлении.....                                                                          | 57        |
| 7.4       | Тормозная диаграмма и остановочный путь ТМ.....                                                                               | 58        |
| 7.5       | Регулирование тормозных сил антиблокировочной системой.....                                                                   | 60        |
| 7.6       | Нормативные документы и измерители тормозных свойств ТМ.....                                                                  | 62        |
| <b>8</b>  | <b>Устойчивость транспортной машины.....</b>                                                                                  | <b>63</b> |
| 8.1       | Показатели поперечной устойчивости ТМ.....                                                                                    | 63        |
| 8.2       | Определение силы, вызывающей занос или опрокидывание ТМ.....                                                                  | 64        |
| 8.3       | Определение критической скорости ТМ по боковому скольжению.....                                                               | 65        |
| 8.4       | Определение критической скорости ТМ по боковому опрокидыванию.....                                                            | 66        |
| 8.5       | Определение критического угла косогора для ТМ по боковому скольжению.....                                                     | 67        |
| 8.6       | Определение критического угла косогора для ТМ по боковому опрокидыванию.....                                                  | 68        |
| 8.7       | Продольная устойчивость транспортной машины.....                                                                              | 69        |
| <b>9</b>  | <b>Управляемость транспортной машины.....</b>                                                                                 | <b>72</b> |
| 9.1       | Требования к управляемости транспортной машины.....                                                                           | 72        |
| 9.2       | Поворачиваемость транспортной машины.....                                                                                     | 73        |
| 9.3       | Движение ТМ с недостаточной и излишней поворачиваемостью.....                                                                 | 75        |
| 9.4       | Влияние развала и схождения колёс на управляемость ТМ.....                                                                    | 76        |
| 9.5       | Колебания управляемых колёс транспортной машины.....                                                                          | 77        |
| 9.5.1     | Автоколебания управляемых колёс.....                                                                                          | 77        |
| 9.5.2     | Вынужденные колебания управляемых колёс.....                                                                                  | 78        |
| 9.5.3     | Резонансные колебания управляемых колёс.....                                                                                  | 78        |
| 9.5.4     | Колебания управляемых колёс, вызванные несоответствием кинематики подвески и рулевого привода.....                            | 78        |
| <b>10</b> | <b>Плавность хода транспортной машины.....</b>                                                                                | <b>79</b> |
| 10.1      | Основные понятия и определения.....                                                                                           | 79        |
| 10.2      | Вертикальная упругая характеристика подвески ТМ.....                                                                          | 79        |
| 10.3      | Вертикальная упругая характеристика шины ТМ.....                                                                              | 81        |
| 10.4      | Рабочая диаграмма и характеристика амортизатора.....                                                                          | 82        |
| 10.5      | Виды колебаний транспортной машины.....                                                                                       | 83        |
| 10.6      | Упрощённая схема колебательной системы ТМ и её эквивалентная                                                                  |           |

|                                                                                                                       |           |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| жѐсткость.....                                                                                                        | 84        |
| <b>11 Проходимость транспортной машины.....</b>                                                                       | <b>85</b> |
| 11.1 Классификация ТМ по уровню проходимости и виды проходимости....                                                  | 85        |
| 11.2 Профильная проходимость ТМ.....                                                                                  | 86        |
| 11.2.1 Дорожный просвет $h$ .....                                                                                     | 86        |
| 11.2.2 Передний $L_1$ и задний $L_2$ свес.....                                                                        | 86        |
| 11.2.3 Углы переднего $\gamma_1$ и заднего $\gamma_2$ свеса.....                                                      | 87        |
| 11.2.4 Продольный радиус проходимости $R_L$ .....                                                                     | 87        |
| 11.2.5 Наибольший угол преодолеваемого подъѐма $\alpha_{max}$ .....                                                   | 87        |
| 11.2.6 Наибольший угол косогора $\beta_{max}$ , по которому может двигаться<br>транспортная машина.....               | 88        |
| 11.2.7 Поперечный радиус проходимости $R_B$ .....                                                                     | 88        |
| 11.2.8 Угол перекоса мостов $\gamma_{п}$ .....                                                                        | 88        |
| 11.2.9 Коэффициент совпадения следов передних и задних колѐс $\eta_c$ .....                                           | 88        |
| 11.2.10 Углы гибкости в вертикальной $\beta_L$ и горизонтальной $\alpha_L$<br>плоскостях у прицепного автопоезда..... | 88        |
| 11.2.11 Ширина рва и высота вертикальной стенки.....                                                                  | 89        |
| 11.3 Опорно-сцепная проходимость ТМ.....                                                                              | 90        |
| 11.4 Дополнительные средства повышения проходимости.....                                                              | 90        |