

# В

ДЛЯ ВУЗОВ

---

*Г.А.Смирнов*

## ТЕОРИЯ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН

2-е издание,  
дополненное и переработанное

*Допущено Государственным комитетом СССР  
по народному образованию в качестве учебника  
для студентов машиностроительных специальностей вузов*



Москва  
• Машиностроение •  
1990

ББК 39.32-01я73  
С50  
УДК 629.1.02-88 (075.8)

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. Я. С. АГЕЙКИН  
и кафедра «Колесные и гусеничные машины»  
Харьковского политехнического института  
им. В. И. Ленина

**Смирнов Г. А.**

С50 Теория движения колесных машин: Учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов. — 2-е изд., доп. и перераб. — М.: Машиностроение, 1990. — 352 с.: ил.

ISBN 5-217-01093-2

Рассмотрены законы движения колесной машины как механической системы, исследованы характеризующие эти законы зависимости, эксплуатационные свойства колесных машин. Наибольшее внимание уделено многоосным и многоприводным машинам.

Второе издание (1-е изд. 1981 г.) дополнено материалами по топливной экономичности, новым методам экспериментального определения основных коэффициентов и других характеристик взаимодействия колесных машин с дорогой и воздухом. Изменено методически построение учебника.

Рассмотрены законы движения колесной машины как механической системы, исследованы характеризующие эти законы зависимости, эксплуатационные свойства колесных машин. Наибольшее внимание уделено многоосным и многоприводным машинам.

## ПРЯМОЛИНЕЙНОЕ ДВИЖЕНИЕ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ ПО ТВЕРДОЙ ПЛОСКОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

---

### § 5. ВНЕШНИЕ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА МАШИНУ

При движении на колесную машину действуют различные внешние и внутренние силы и моменты.

Внешними по отношению к колесной машине являются силы, действующие со стороны окружающей машину среды, т. е. дороги и воздуха. Эти силы можно подразделить на активные и пассивные. Первые могут быть либо движущими силами, либо силами сопротивления движению в зависимости от того, совершают ли они полезную работу или работу сопротивления. Пассивные силы — сила тяжести и нормальные реакции — непосредственно работы не совершают, но, как будет показано ниже, оказывают большое влияние на показатели движения колесной машины.

Движущими являются силы тяги и крутящие моменты, если направление последних совпадает с направлением угловой скорости колес.

К силам сопротивления движению относятся сила сопротивления воздуха, сила сопротивления подъему (скатывающая сила), сила тяги на крюке, если машина — тягач. Пользуясь принципом Даламбера, к числу внешних сил можно отнести силу инерции поступательно движущейся массы машины. Для удобства анализа сопротивления целесообразно тангенциальные реакции колес заменить их составляющими: реакциями, равными полным окружным силам колес  $P_{ко}$ , и силами сопротивления качению  $P_f$ . Первые из них будем считать движущими силами, а вторые — силами сопротивления.

По аналогии с понятием полной окружной силы колеса можно установить понятие о полной окружной силе колесного движителя или машины, которая, как и для одиночного колеса, является величиной условной:

$$P_{мо} = \sum_{t=1}^{2p} P_{ко t},$$

где  $p$  — число ведущих осей машины.

**Сила сопротивления воздуха.** Сопротивление воздуха обуславливается трением в прилегающих к поверхности машины слоях воздуха, сжатием воздуха движущейся машиной, разрежением

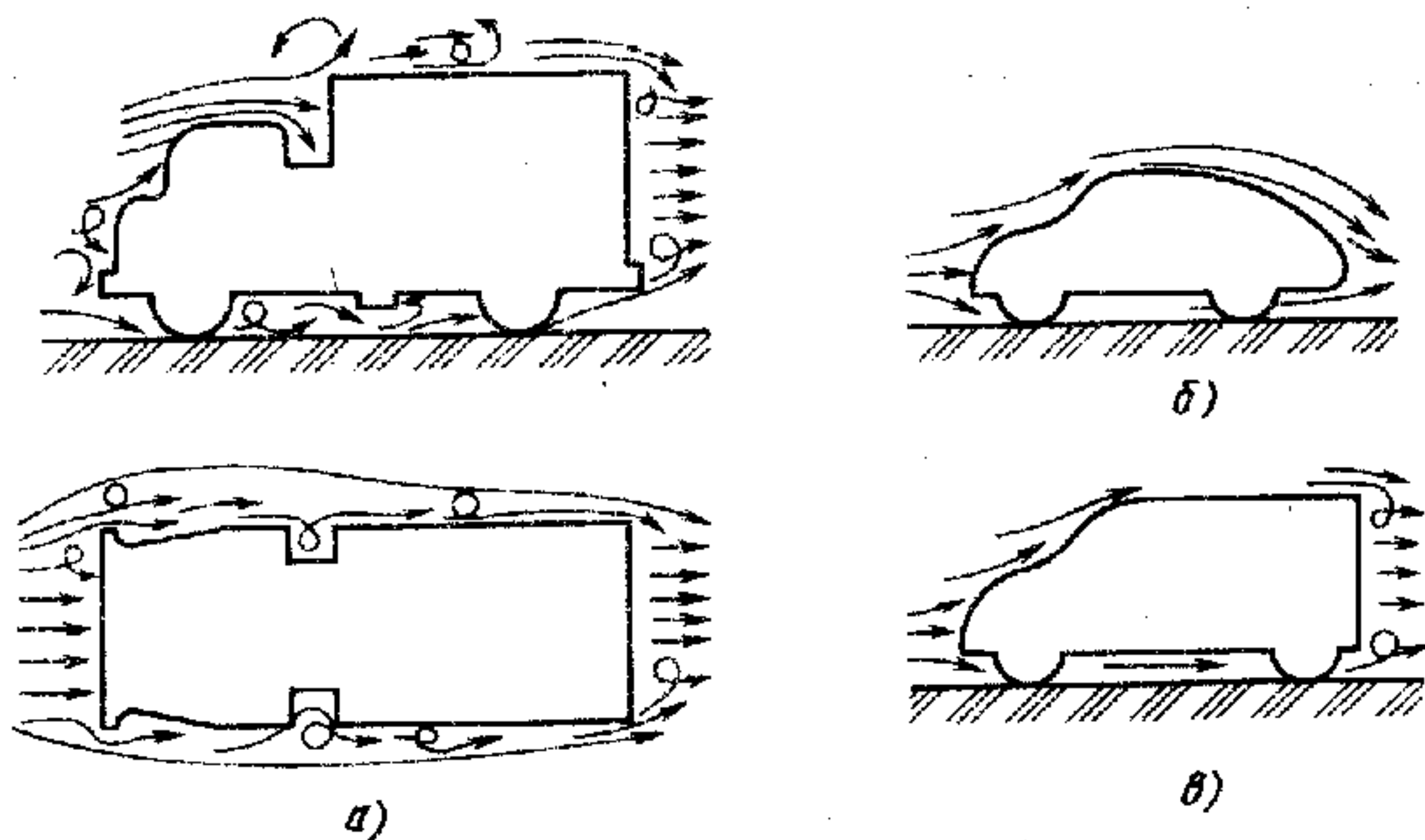


Рис. 15. Влияние формы машины на воздушные потоки

за машиной, вихреобразованием в слоях воздуха, окружающих машину.

При движении машины воздух, расположенный впереди, сжимается и выталкивается туда, где давление меньше, т. е. вверх, вниз и в стороны (рис. 15). Поскольку машина перемещается, за ней образуется относительное разрежение. Эта область с пониженным давлением затем заполняется воздухом, огибающим машину. Перемещение массы воздуха при движении машины связано с изменением направления потоков воздуха, поэтому образуются вихри.

Чем больше площадь поперечного сечения, т. е. площадь проекции машины на плоскость, перпендикулярную к ее продольной оси, тем большее количество воздуха вынуждено огибать машину. Наибольшую площадь поперечного сечения машины называют лобовой площадью. Составляющая силы сопротивления воздуха, зависящая от этой площади и называемая лобовым сопротивлением, является основной частью всей силы сопротивления воздуха.

Вихреобразование воздуха зависит от формы машины. В наибольшей степени на него влияет форма передней части машины. Потоки воздуха, выталкиваемого машиной, имеющей в продольной плоскости форму, соответствующую рис. 15, а, не могут плавно обогнуть кузов. Растекаясь в различные стороны и встречаясь с другими слоями воздуха, потоки раскручиваются, и различным массам воздуха сообщаются разные скорости. Этот процесс сопровождается потерей кинетической энергии. Кроме того, вследствие неодинаковых скоростей слоев воздуха и его отдельных частиц возникает трение не только между машиной и воздухом, но и между отдельными слоями воздуха. Когда машина имеет форму, показанную на рис. 15, б, потоки воздуха относительно плавно огибают машину, воздушных вихрей существенно меньше,



т. е. меньше потери кинетической энергии и трение воздушных потоков. При форме кузова, как на рис. 15, в, воздушные потоки плавно перемещаются относительно передней части машины, но закручиваются за машиной. Аналогично можно рассмотреть влияние формы машины не в вертикальной, а в горизонтальной плоскости, т. е. в плане.

Свойство формы колесной машины, характеризующее возможность различного обтекания ее поверхности потоком воздуха, называется *обтекаемостью*.

Величину сопротивления воздуха принято оценивать сосредоточенной силой  $P_w$  (рис. 16), являющейся равнодействующей всех составляющих сопротивления воздуха, приложенной в точке, называемой *центром парусности* и расположенной на высоте  $h_w$  от опорной поверхности. Эту силу называют *силой сопротивления воздуха*.

На сопротивление движению любого тела в какой-либо среде оказывают также влияние плотность этой среды и скорость движения тела. Плотность воздуха на определенной высоте над уровнем моря можно считать постоянной. Она уменьшается лишь с подъемом на более высокий уровень.

Влияние скорости движения машины на силу сопротивления воздуха особенно значительно. Если при скоростях порядка единиц километров в час сила прямо пропорциональна скорости, то при значительных скоростях движения сила сопротивления воздуха пропорциональна уже квадрату скорости.

Суммируя изложенное, можно записать формулу для определения силы сопротивления воздуха в следующем виде:

$$P_w = k_w F v_m^2,$$

где  $k_w$  — коэффициент сопротивления воздуха,  $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ ;  $F$  — лобовая площадь машины,  $\text{м}^2$ ;  $v_m$  — скорость машины,  $\text{м}/\text{с}$ .

В последнее время более употребительной стала зависимость

$$P_w = c_x F q_v,$$

где  $c_x$  — коэффициент обтекаемости;  $q_v = \rho_v v_m^2 / 2$  — скоростной напор;  $\rho_v$  — плотность воздуха (для нормальных

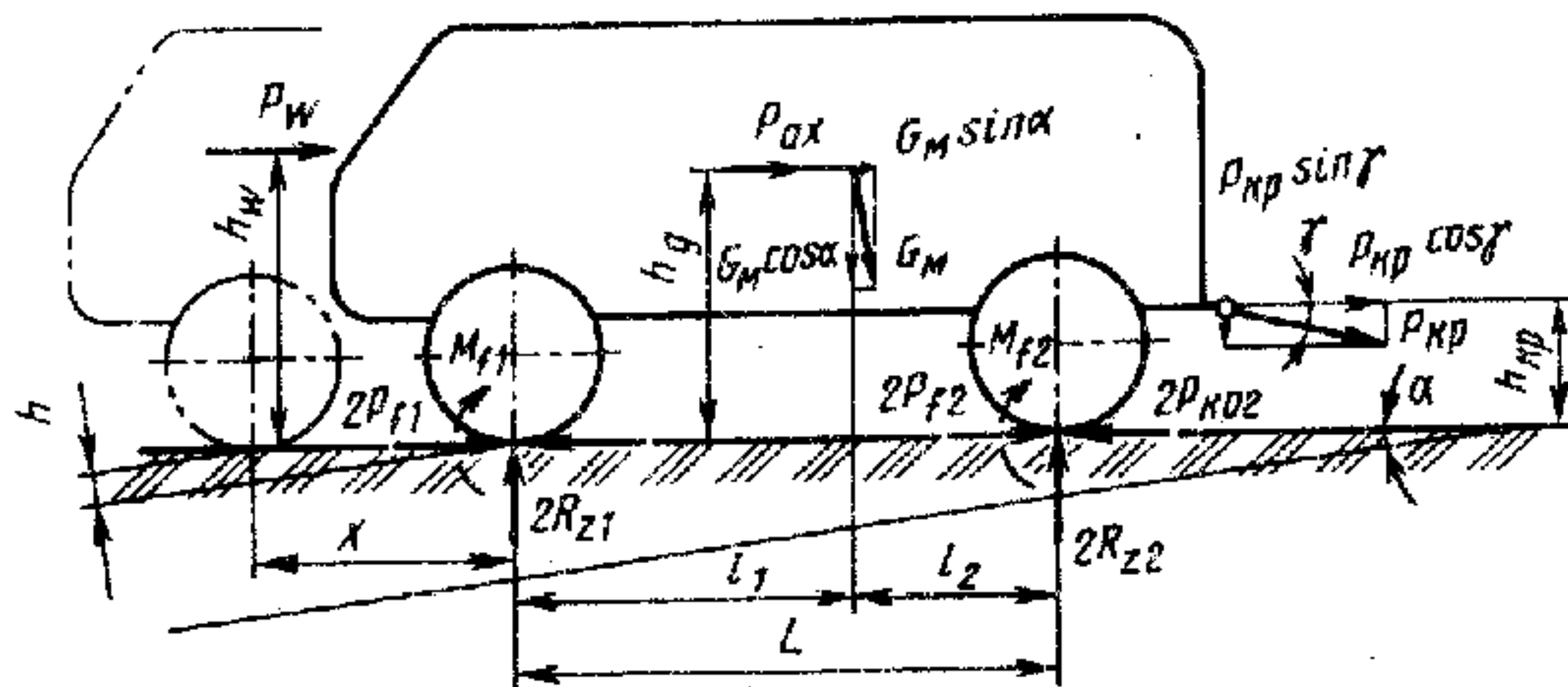


Рис. 16. Силы и моменты, действующие на машину

атмосферных условий  $\rho_v = 1,25 \text{ кг/м}^3$ ). Удобство последней формулы состоит в том, что величина  $c_x$  безразмерная.

Лобовую площадь  $F$  машины можно определить либо из чертежа, либо проецированием ее на экран, расположенный перпендикулярно к продольной оси машины, с последующим обмером силуэта и пересчетом, учитывающим расстояния от источника света до наибольшего (проецируемого) сечения машины и до экрана.

Приближенно лобовая площадь

$$F = k_{\text{лоб}}BH,$$

где  $k_{\text{лоб}}$  — коэффициент формы лобовой площади машины;  $B$  и  $H$  — соответственно колея и высота колесной машины.

Коэффициент  $k_{\text{лоб}}$  зависит от того, на сколько «не заполнена» лобовая площадь внутри колеи машины и на сколько она выходит за ее пределы. Величина  $k_{\text{лоб}}$  колеблется в диапазоне 0,80 ... 0,95 и лишь для некоторых специальных машин (например, пожарные с лестницей, автокраны) снижается до 0,7.

Отметим, что при точном определении лобовой площади следует учитывать любые детали, определяющие ее, например ручки дверей, зеркала заднего вида и др. Однако заметное влияние на сопротивление воздуха подобные детали оказывают лишь при движении с очень большими скоростями.

Коэффициент  $c_x$  зависит от формы машины, хотя незначительно влияет на него и гладкость поверхности машины. Под формой машины следует понимать не только ее «основные» контуры: форму капота, кабины, корпуса или крыши кузова. Необходимо учитывать форму машины и по днищу, иметь в виду, что часть воздуха проходит через облицовку радиатора и сам радиатор, потоки воздуха встречаются с номерным знаком, могут, обогнув лобовое стекло, войти и в открытое окно, получить завихрение и натолкнуться внутри на заднюю стенку кабины или кузова и т. д.

Коэффициенты  $c_x$  для современных колесных машин можно принимать следующими:

Легковые автомобили . . . . .	0,25 ... 0,45
Грузовые автомобили . . . . .	0,70 ... 1,30
Автобусы . . . . .	0,60 ... 0,70

Легковые автомобили «двухобъемной» компоновки (когда багажник объединен с салоном) имеют меньшую величину  $c_x$ , чем «трехобъемные».

Уменьшение сопротивления воздуха может быть достигнуто также установкой передних спойлеров (щитков), ограничивающих поток воздуха, проходящий под машиной. При установке задних спойлеров уменьшается зона отрицательных давлений позади машины.

У грузовых автомобилей с кузовом фургонного типа уменьшение сопротивления воздуха может быть достигнуто путем уста-

новки на крыше кабины обтекателя с соответствующими наклоном и формой.

Сопротивление воздуха движению автопоезда во многом зависит от расположения прицепа, так как проявляется «лидирующее» влияние тягача. Чем больше расстояние между тягачом и прицепом или кабиной и кузовом машины, тем больше величина  $c_x$ .

**Сила тяжести машины.** Силу тяжести машины  $G_M$  можно разложить на две составляющие:  $G_M \cos \alpha$  и  $G_M \sin \alpha$  (см. рис. 16). При движении по негоризонтальной дороге вторая составляющая является активной силой: силой сопротивления движению, если машина движется вверх, и движущей силой, если движется вниз.

Составляющая  $G_M \cos \alpha$  силы тяжести, перпендикулярная к опорной плоскости, хотя и является пассивной, но, поскольку она, как будет показано ниже, равна сумме нормальных реакций колес, влияет на силы сопротивления качению и сцепления.

Составляющую  $G_M \sin \alpha$  силы иногда называют силой сопротивления подъему  $P_h$ . При движении по усовершенствованным автомобильным дорогам, продольные уклоны которых обычно не превышают 4 ... 5%, она относительно мала. Вместе с тем на горных дорогах она во многих случаях является основной составляющей сопротивления движению.

Машины высокой проходимости при движении по местности должны преодолевать подъемы  $30^\circ$ . В этом случае сила сопротивления подъему составляет  $0,5 G_M$  и в большинстве случаев превосходит силу сопротивления качению в несколько раз.

Сопротивление подъему можно учесть еще другим способом: по потенциальной энергии машины, положение которой изменяется по высоте. Так, если машина переместится на высоту  $h = x \sin \alpha$ , где  $x$  — перемещение машины по опорной поверхности, то потенциальная энергия ее увеличится на величину  $G_M h$ , или  $G_M x \sin \alpha$ .

**Сила сопротивления качению.** Выше было введено понятие силы сопротивления качению колеса. Аналогично можно установить понятие силы сопротивления качению  $P_{fM}$ , действующей на всю машину. Эта сила равна сумме сил сопротивления качению

всех колес, т. е.  $P_{fM} = \sum_{i=1}^{2n} P_{fi}$  (где  $n$  — число осей).

Для случая, когда все колеса машины находятся в ведомом режиме, а это имеет место, если все колеса отсоединены от трансмиссии и потери в подшипниках колес настолько малы, что ими можно пренебречь, силу сопротивления качению машины можно легко определить экспериментально, как силу тяги  $P_{кр}$  на крюке тягача, буксирующего испытуемую колесную машину по горизонтальной плоской дороге с малой установившейся скоростью.

В ведущем и других режимах движения силу сопротивления качению машины определяют другими способами.

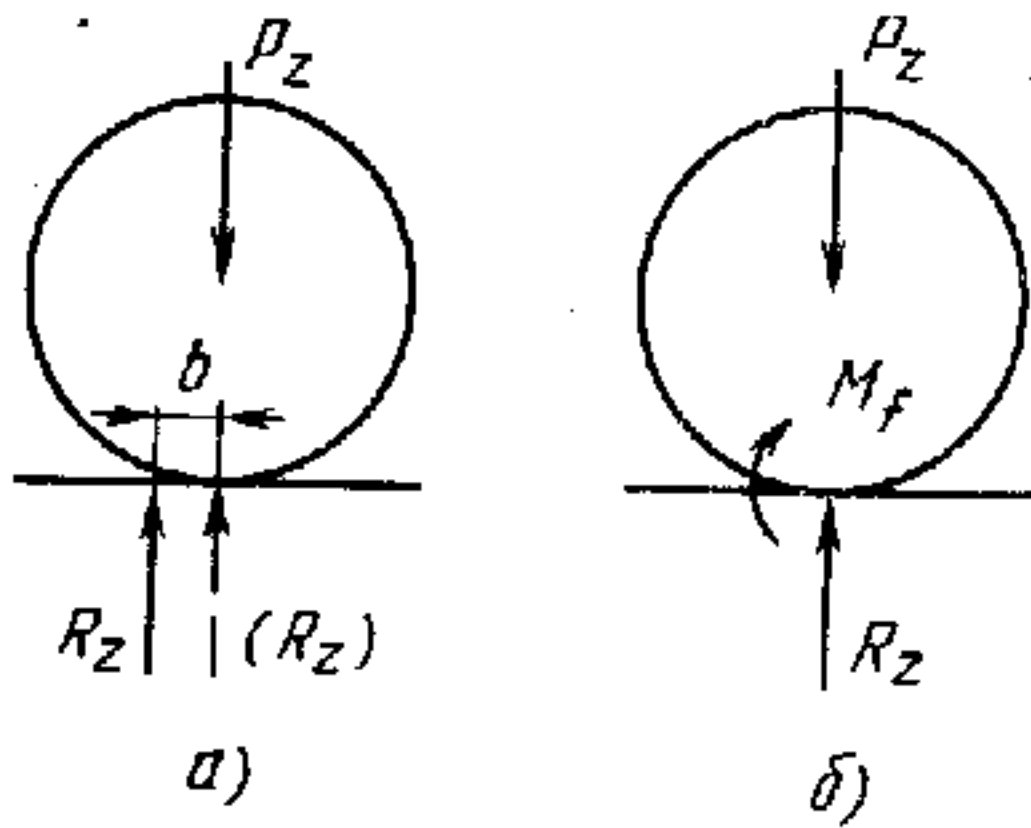


Рис. 17. Силы и момент сопротивления качению, действующие на колесо

Напомним, что понятие о силе сопротивления качению в любых режимах движения, кроме ведомого, условно. На схемах векторы сил  $P_{fi}$  будем изображать в плоскости дороги и колес машины направленными в сторону, противоположную движению,

а векторы полных окружных сил  $P_{koi}$  — по направлению движения. Если машина с одной ведущей осью движется по твердой опорной поверхности без тяги на крюке и с не очень большой скоростью, вследствие чего различие в коэффициентах сопротивления качению ведомых и ведущих колес практически отсутствует, можно принимать  $P_{fm} \cong fP_m \cos \alpha$ .

Эту же формулу можно использовать и при движении полноприводной машины, но у которой крутящие моменты всех колес равны.

**Моменты сопротивления качению.** Как известно, нормальная реакция колеса приложена не под осью, а имеет по отношению к ней некоторое смещение  $b$ . Рассматривая действие на машину всех внешних сил и моментов, удобнее считать, что нормальные реакции колес приложены непосредственно под осями колес. Это положение можно принять, если перенос реакций уравновесить моментами  $M_f = bR_z$ , равными моментам сопротивления качению колес. Для этого к пересечению проекции оси на дорогу с продольной плоскостью колеса следует приложить по две равные по абсолютной величине, но противоположно направленные силы  $R_z$ . Тогда вместо схемы (рис. 17, а) получится эквивалентная ей схема (рис. 17, б).

**Сила тяги на крюке.** Силу  $P_{кр}$  (см. рис. 16), действующую на крюке тягача, можно также разложить на две составляющие:  $P_{кр} \cos \varphi$ , параллельную дороге и создающую сопротивление движению тягача, и перпендикулярную  $P_{кр} \sin \varphi$ . Заметим, что вторая из этих сил обычно мала, так как угол наклона дышла прицепа не превышает, как правило,  $5 \dots 10^\circ$ .

Если рассмотреть отдельно равновесие прицепа, то, проектируя на опорную плоскость все действующие на него внешние силы, можно определить, что сила  $P_{кр} \cos \varphi$  равна сумме сил сопротивления движению самого прицепа.

## § 6. ВНУТРЕННИЕ СИЛЫ И МОМЕНТЫ

Внутренние силы и моменты колесной машины — это силы (моменты) взаимодействия между деталями самой машины. Движущим является крутящий момент двигателя.

Крутящий момент — величина переменная для данного двигателя. Он изменяется в соответствии с количеством подаваемого топлива, частотой вращения вала двигателя и др.



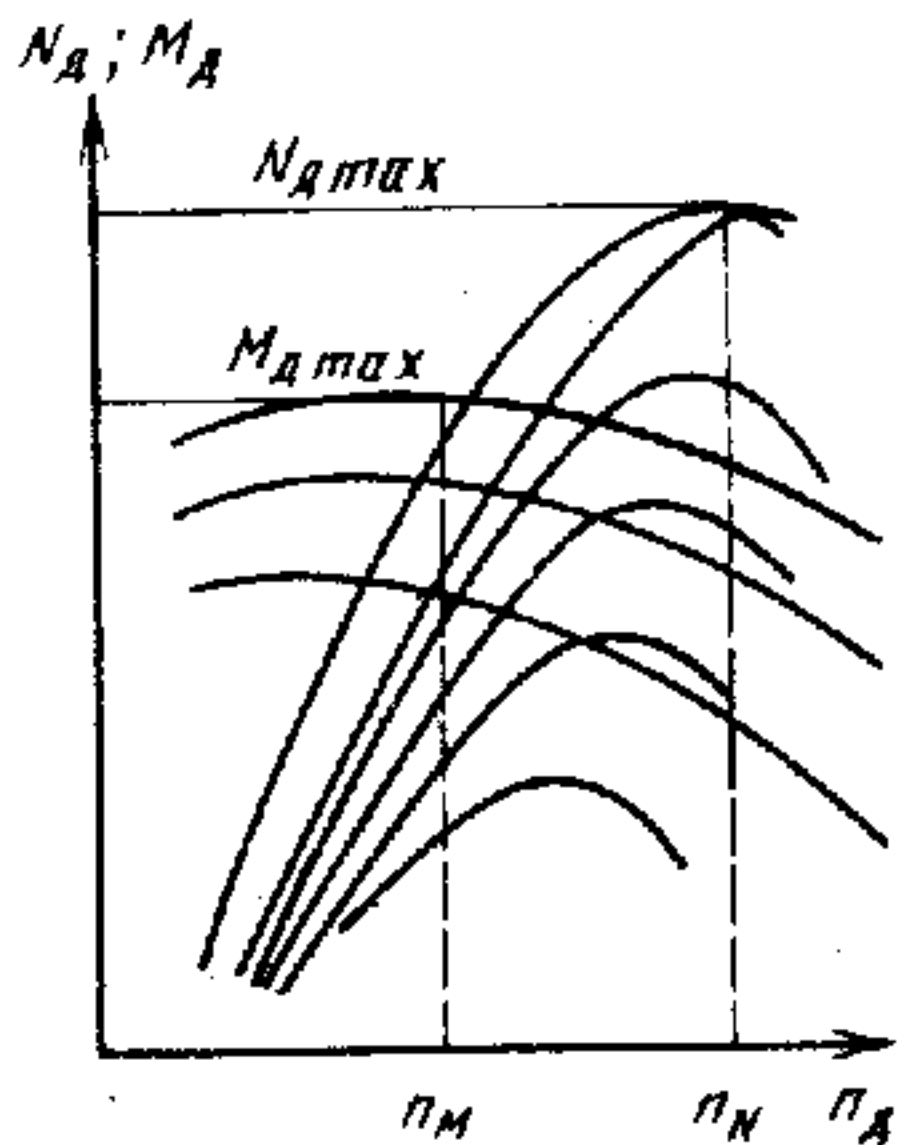


Рис. 18. Скоростная характеристика двигателя

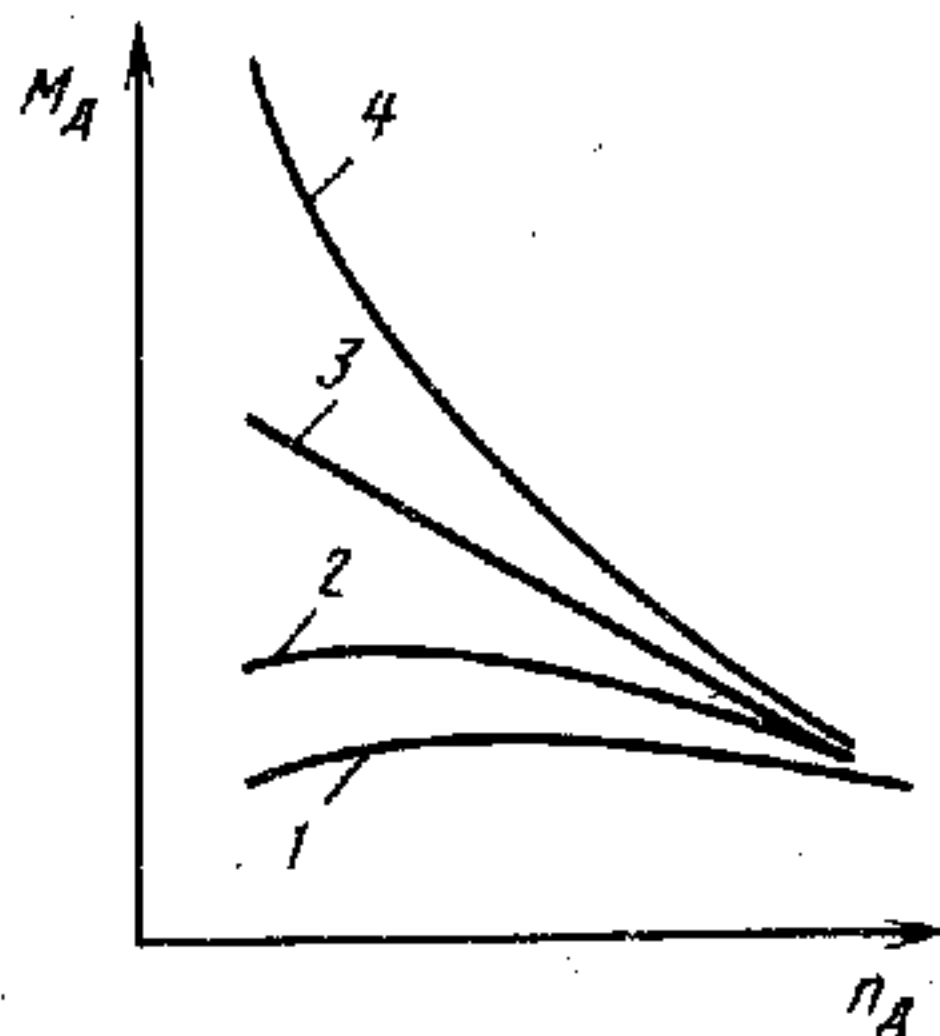


Рис. 19. Характеристики различных двигателей

В настоящее время преимущественное распространение получили поршневые карбюраторные и дизельные двигатели внутреннего сгорания. Зависимости крутящего момента  $M_d$  и мощности  $N_d$  от степени подачи топлива и частоты  $n_d$  вращения коленчатого вала таких двигателей выражаются скоростной характеристикой (рис. 18). Верхние кривые мощности и крутящего момента соответствуют наибольшей возможной подаче топлива и определяют ее внешнюю скоростную характеристику. С уменьшением подачи топлива крутящий момент и мощность уменьшаются. Соответствующие характеристики называются **частичными**.

Наиболее показательными в характеристике являются максимальное значение крутящего момента  $M_{d \max}$  и соответствующая ему частота вращения вала  $n_m$ , максимальное значение мощности  $N_{d \max}$  и соответствующая частота  $n_n$ .

На некоторых двигателях, а на дизелях практически всегда, устанавливают ограничители максимальной частоты вращения коленчатого вала, и тогда кривая мощности получает вид, показанный штриховой линией на рис. 18.

Для любой транспортной машины, а особенно колесной, которая движется при весьма разнообразных внешних сопротивлениях, более предпочтительна скоростная характеристика 3, соответствующая газотурбинному двигателю (рис. 19). «Идеальной» характеристикой является изменение крутящего момента по гиперболое (кривая 4), когда при любой частоте вращения вала двигателя мощность постоянна, к чему весьма приближается электродвигатель.

Характеристики карбюраторного двигателя и дизеля несколько различаются (кривые 2 и 1 соответственно).

Скоростную характеристику двигателя обычно получают в результате испытания его на стенде при частично снятом оборудо-

вании (воздухоочиститель, глушитель, иногда вентилятор, компрессор и др.). Потери на дополнительное оборудование составляют примерно 5 ... 10%, а на некоторых машинах до 20 ... 25% от развиваемого двигателем эффективного крутящего момента  $M_{де}$ . Поэтому в качестве расчетной величины, которая может быть использована на передвижение машины (без учета потерь в трансмиссии и ходовой части), следует принимать

$$M_{д} = (0,75 \dots 0,95) M_{де}$$

Известен ряд эмпирических формул, отображающих зависимость крутящего момента или мощности двигателя при полной подаче топлива от частоты вращения коленчатого вала. В частности, можно использовать формулу

$$N_{д} = N_{д \max} \left[ a_1 \frac{n_{д}}{n_N} + a_2 \left( \frac{n_{д}}{n_N} \right)^2 + a_3 \left( \frac{n_{д}}{n_N} \right)^3 \right], \quad (18)$$

где  $a_1, a_2, a_3$  — опытные коэффициенты. Для карбюраторных двигателей  $a_1 \approx a_2 = 1,0$ ;  $a_3 = -1,0$ ; для двухтактных дизелей  $a_1 = 0,87$ ;  $a_2 = 1,13$ ;  $a_3 = -1,00$ ; для четырехтактных  $a_1 = 0,53$ ;  $a_2 = 1,56$ ;  $a_3 = -1,09$ .

В деталях и соединениях трансмиссии и ходовой части происходят деформации и перемещения, а следовательно, возникают сопротивления. Сопротивления, связанные с деформацией упругих элементов (сжатием пружин, закручиванием валов и т. д.), называют у п р у г и м и. На преодоление их затрачивается энергия, которая увеличивает потенциальную энергию этих элементов, а после снятия нагрузки полностью возвращается в систему. Момент сопротивления  $M_{су} = c_{трф} (\varphi_{тр i} - \varphi_{тр j})$ , где  $c_{трф}$  — угловая жесткость валов на участке от  $i$ -го до  $j$ -го сечений;  $\varphi_{тр i}$ ,  $\varphi_{тр j}$  — углы поворота вала в  $i$ -м и  $j$ -м сечениях соответственно. Но есть сопротивления, которые связаны с необратимым превращением механической энергии в теплоту, а значит, с потерями ее в механической системе, т. е. в колесной машине. Эти сопротивления вызываются, во-первых, моментами сопротивления в агрегатах трансмиссии и ходовой части при непосредственной передаче энергии двигателя к ведущим колесам и, во-вторых, силами сопротивления в подвеске при относительном перемещении подпрессоренных и неподпрессоренных масс.

Момент сопротивления в агрегате трансмиссии состоит из двух слагаемых. Первое связано с передачей постоянной составляющей крутящего момента при постоянной угловой скорости вращающихся деталей. Второе слагаемое связано с передачей переменной составляющей, т. е. зависит от частоты изменения момента, оно сопутствует колебаниям крутящего момента и угловой скорости деталей трансмиссии.

Постоянная составляющая крутящего момента сопротивления в агрегате  $M_{сп}$  обусловлена, в свою очередь, двумя видами потерь: силовыми (нагрузочными) и скоростными (потерями холо-

стого хода). Первые зависят от передаваемой нагрузки (крутящего момента  $M_{\text{подв}}$ ), подводимой к агрегату, и вызываются главным образом трением между деталями (в зацеплениях шестерен, шарнирах и т. д.). Вторые зависят только от угловой скорости валов и шестерен. Основной их составляющей являются потери на размешивание и разбрызгивание масла в редукторах. Таким образом,

$$M_{\text{сд } j} = AM_{\text{подв } j} + B\dot{\varphi}_{\text{тр } j}^k,$$

где  $A$ ,  $B$ ,  $k$  — коэффициенты, определяемые по экспериментальным данным и зависящие от конструкции, технологии изготовления, смазки и режима работы агрегата трансмиссии;  $\dot{\varphi}_{\text{тр } j}$  — угловая скорость  $j$ -го вала трансмиссии.

При основных режимах работы агрегатов трансмиссии преимущественным является первое слагаемое постоянных потерь, пропорциональное подводенному к агрегату крутящему моменту. В многоприводных машинах, в которых иногда отключают силовой привод к отдельным ведущим мостам или колесам, некоторые агрегаты работают вхолостую. Такой работе тоже сопутствуют скоростные потери, хотя и небольшие по абсолютной величине.

Переменная (динамическая) составляющая крутящего момента сопротивления  $M_{\text{сд}}$ , связанная с колебаниями деталей трансмиссии, зависит также от ряда конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов. Ее обычно принимают пропорциональной относительной угловой скорости  $\dot{\varphi}'_{\text{тр}}$  и  $\dot{\varphi}''_{\text{тр}}$  деталей соответственно на входе и выходе участка, в котором определяются потери:

$$M_{\text{сд}} = k_{\text{тр } j} (\dot{\varphi}'_{\text{тр } j} - \dot{\varphi}''_{\text{тр } j}),$$

где  $k_{\text{тр } j}$  — коэффициент пропорциональности (неупругого сопротивления  $j$ -го участка), называемый коэффициентом демпфирования.

При стационарных режимах работы или при отсутствии данных по коэффициентам демпфирования потери в агрегатах трансмиссии можно приближенно оценить также коэффициентом полезного действия (КПД):

$$\eta = N_{\text{отв}}/N_{\text{подв}} = (N_{\text{подв}} - N_{\text{пот}})/N_{\text{подв}} = 1 - N_{\text{пот}}/N_{\text{подв}},$$

где  $N_{\text{подв}}$ ,  $N_{\text{отв}}$ ,  $N_{\text{пот}}$  — соответственно подводимая к агрегату мощность, отводимая от него и мощность потерь в агрегате.

При одинаковых угловых скоростях валов, подводящих и отводящих мощность, или при учете передаточного отношения  $i$  между валами величины мощности можно заменить величинами соответствующих крутящих моментов; тогда  $\eta = (M_{\text{отв}}/M_{\text{подв}}) i$ .

В бесступенчатых гидравлических и электрических передачах отношение моментов принято называть коэффициентом трансформации  $K_{\text{т}}$ . Поэтому КПД такой передачи  $\eta = K_{\text{т}} i_{\text{т}}$ .

Ниже приведены КПД агрегатов механических трансмиссий в средних эксплуатационных условиях.

Коробка передач . . . . .	0,95 ... 0,98
Раздаточная коробка . . . . .	0,95 ... 0,98
Главная передача . . . . .	0,93 ... 0,97
Колесный редуктор . . . . .	0,96 ... 0,98

КПД карданной передачи при малых углах между сопрягаемыми валами почти равен единице, но при углах более  $8 \dots 10^\circ$  резко снижается.

КПД гидродинамической, гидрообъемной и электрической трансмиссий изменяется в зависимости от передаточного отношения в широком диапазоне — от нуля до максимальной величины, которая несколько ниже, чем у механической трансмиссии.

Таким образом, внутренние сопротивления, приводящие к потере энергии, даже в механической трансмиссии значительны. Полный КПД, равный произведению КПД агрегатов, через которые последовательно проходит мощность, колеблется при относительно постоянных нагрузках в пределах  $0,80 \dots 0,95$ . В машинах с разветвленным потоком мощности полный КПД определяется несколько по-другому, что будет показано ниже.

## § 7. УРАВНЕНИЯ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ МАШИНЫ

В наиболее общем случае колесная машина совершает весьма сложные движения. Прежде всего нельзя строго говорить о движении машины в целом, так как отдельные ее части перемещаются одна относительно другой. Например, валы и зубчатые колеса вращаются относительно осей, расположенных в картерах, колеса и мосты перемещаются в вертикальной плоскости относительно корпуса, колеса, кроме того, поворачиваются относительно шкворней и т. д. Самая большая часть машины — корпус, или кузов — совершает поступательные перемещения вдоль трех координатных осей и угловые перемещения вокруг них.

Колесная машина представляет собой сложную многомассовую систему. Рассматривать все движения этой системы одновременно в большинстве случаев нецелесообразно из-за громоздкости получаемой системы уравнений. Для решения различных задач можно делать те или иные упрощения, учитывая лишь главные движения системы для соответствующих случаев, если при этом пренебрежение остальными не вносит существенной ошибки в результат.

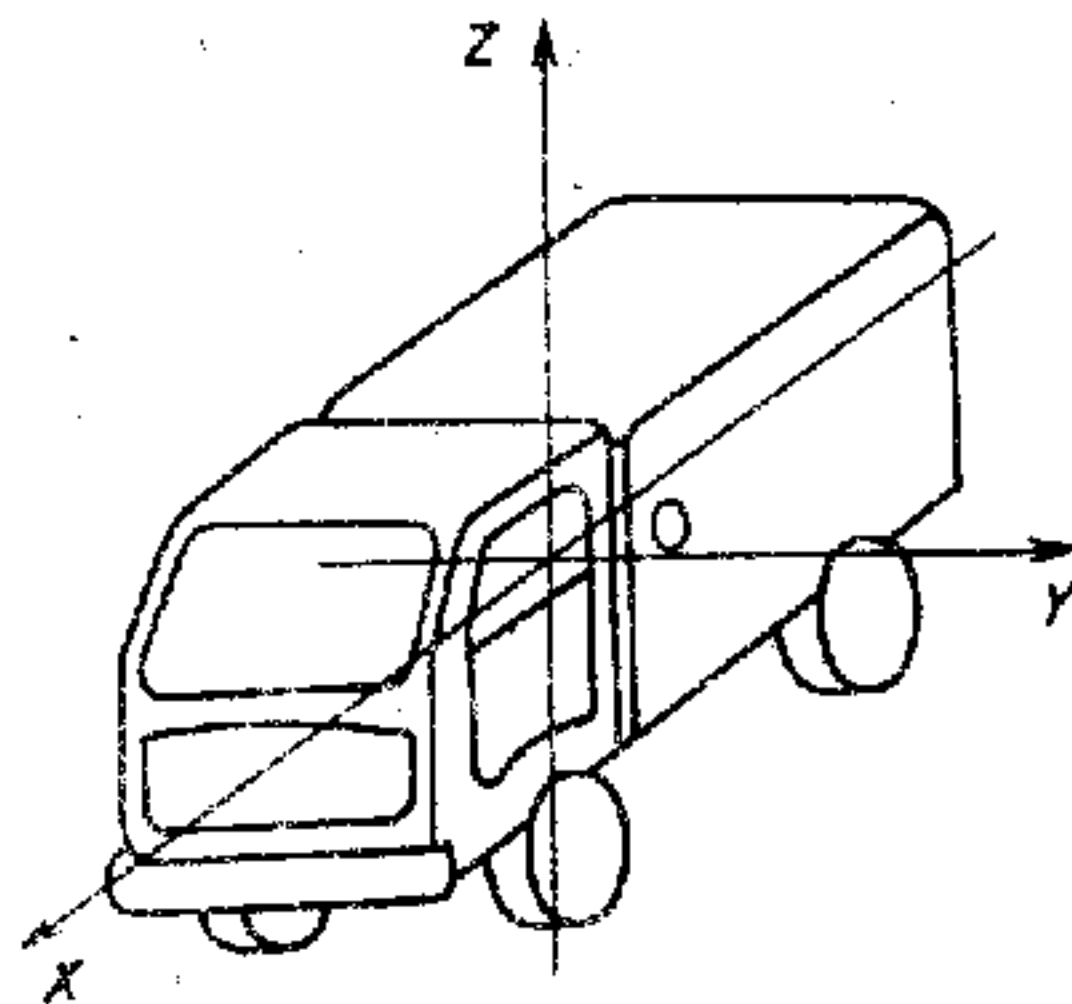
Так, прямолинейным будем называть такое движение колесной машины, при котором в вертикальной продольной плоскости симметрии  $xOz$  машины, проходящей через середину колеи (рис. 20), основное перемещение происходит в направлении оси  $x$ , а дополнительное (при колебаниях на неровностях дороги) — в направ-



Рис. 20. Координатные оси

лении оси  $z$ . Движения в поперечной плоскости, за исключением вращения валов двигателя и трансмиссии, отсутствуют.

Поскольку в этой главе рассматривается движение по твердой плоской дороге, примем, что все части машины перемещаются в направлении оси  $x$  с одинаковой скоростью, вертикальные перемещения отсутствуют, соответствующие детали двигателя,



трансмиссии и колеса совершают вращательные движения. Вертикальные линейные и угловые перемещения, которые возникают на неровной дороге, рассмотрены в гл. 6.

Для описания движения машины воспользуемся уравнением изменения кинетической энергии системы:

$$dW_k = \sum_{i=1}^k dA_{вн i} + \sum_{j=1}^m dA_{вн j}, \quad (19)$$

где  $dW_k$  — дифференциал кинетической энергии системы;  $dA_{вн i}$  и  $dA_{вн j}$  — элементарные работы внешней и внутренней сил на  $i$ -м и  $j$ -м перемещениях, в диапазоне от 1 до  $k$  и  $m$  соответственно.

Кинетическая энергия машины состоит из суммы кинетической энергии  $W_{кx}$  массы всей машины, поступательно движущейся по оси  $x$ , и кинетической энергии  $W_{квр}$  вращающихся частей:

$$W_{кx} = m_M v^2 / 2;$$

$$W_{квр} = I_D \omega_D^2 / 2 + \sum I_{тр i} \omega_{тр i}^2 / 2 + \sum I_K \omega_K^2 / 2,$$

где  $m_M$  — масса машины;  $I_D$ ,  $I_{тр i}$ ,  $I_K$  — моменты инерции вращающихся и приведенных к ним частей двигателя, деталей трансмиссии, колес соответственно;  $\omega_D$ ,  $\omega_{тр i}$ ,  $\omega_K$  — угловые скорости выходного вала двигателя, деталей трансмиссии, колес:  $\omega_D = d\varphi_D/dt$ ;  $\omega_{тр i} = d\varphi_{тр i}/dt$ ;  $\omega_K = d\varphi_K/dt$ .

Тогда, пренебрегая относительно малой величиной моментов инерции деталей трансмиссии, получаем:

$$dW_{кx} = m_M v_M dv_M;$$

$$dW_{квр} = I_D \omega_D d\omega_D + I_K \omega_K d\omega_K.$$

Сумма элементарных работ внешних сил

$$\sum dA_{вн} = -P_c ds = -(P_{fM} + P_\omega + P_h + P_{кр}) ds,$$

где  $ds$  — элементарное перемещение машины. Величину  $P_{fM}$  условно относим к внешним силам. Поскольку все указанные силы принимаем действующими против направления движения, перед скобкой стоит знак минус.

Работа внутренних сил состоит из полезной работы двигателя  $A_d$  и работы внутренних сил сопротивлений в трансмиссии  $A_{тр}$ .

Элементарная полезная работа двигателя  $dA_d = M_d d\varphi_d$ , где  $d\varphi_d$  — элементарный угол поворота вала двигателя.

В общем случае к трансмиссии подводится момент  $M'_d = M_d - M_{да}$ , где  $M_{да} = I_d d^2\varphi_d/dt^2$ .

Тогда элементарная работа сопротивлений в трансмиссии

$$dA_{тр} = (M_d - I_d d^2\varphi_d/dt^2) (1 - \eta_{тр}) d\varphi_d.$$

С целью упрощения выводов примем, что  $r_k = r'_k$ , т. е. пренебрежем неупругим скольжением колес, что практически не ведет к ошибке при продольных силах колес, меньших (0,4 ... 0,6)  $\varphi G_m$ . При больших значениях сил поступательную скорость машины следует определять как  $v_m = \omega_k r_k = \omega_k r'_k (1 - s_0)$ , а полную окружную силу — во всем диапазоне как  $P_{ко} = M_k/r'_k$ .

Подставив полученные выражения дифференциала кинетической энергии, элементарных работ внешних и внутренних сил в уравнение (19), с учетом, что  $\omega_d = u_{тр} \omega_k$ ;  $u_{тр}$  — передаточное число трансмиссии;  $\omega_k = v_m/r_k$ ;  $P_c = P_f + P_w + P_h + P_{кр} + P_{п}$ , где  $P_{п}$  — приведенная к колесу эквивалентная сила сопротивления в подвеске при колебаниях (см. § 41), и разделив обе части равенства на  $v_m/dt$ , получим:

$$m_m \frac{dv_m}{dt} + \frac{I_d u_{тр}^2 \eta_{тр}}{r_k^2} \frac{dv_m}{dt} + \sum \frac{I_k}{r_k^2} \frac{dv_m}{dt} = \frac{M_d u_{тр} \eta_{тр}}{r_k} - P_c.$$

Сомножители величин  $dv_m/dt$  всех трех слагаемых левой части этого уравнения имеют размерность массы. Приведем их к поступательно движущейся массе машины  $m_m$  с помощью коэффициента приведенной массы, для чего поделим левую часть уравнения на  $m_m dv_m/dt$ :

$$\delta_m = 1 + I_d u_{тр}^2 \eta_{тр} / (m_m r_k^2) + \sum I_k / (m_m r_k^2). \quad (20)$$

Тогда уравнение (20) преобразуется в следующее:

$$m_m \delta_m dv_m/dt = M_d u_{тр} \eta_{тр} / r_k - P_c. \quad (21)$$

Выражение (21) является уравнением движения машины.

Величины  $M_d$  и  $P_c$  являются, как было показано, функциями скорости машины, а  $M_d u_{тр} \eta_{тр} = \sum M_{ki}$ , где  $i$  — число ведущих колес машины. Тогда при стационарном движении уравнение (21) можно представить в виде

$$P_{мо} = P_{fm} + P_w + P_h + P_{кр} + P_{п} + P_a. \quad (22)$$

При движении по абсолютно ровной дороге  $P_{п} = 0$ ;  $P_a = m_m \delta_m dv/dt = m_m \delta_m a_m$  — приведенная сила инерции машины;  $a_m = dv_m/dt$  — ускорение машины.

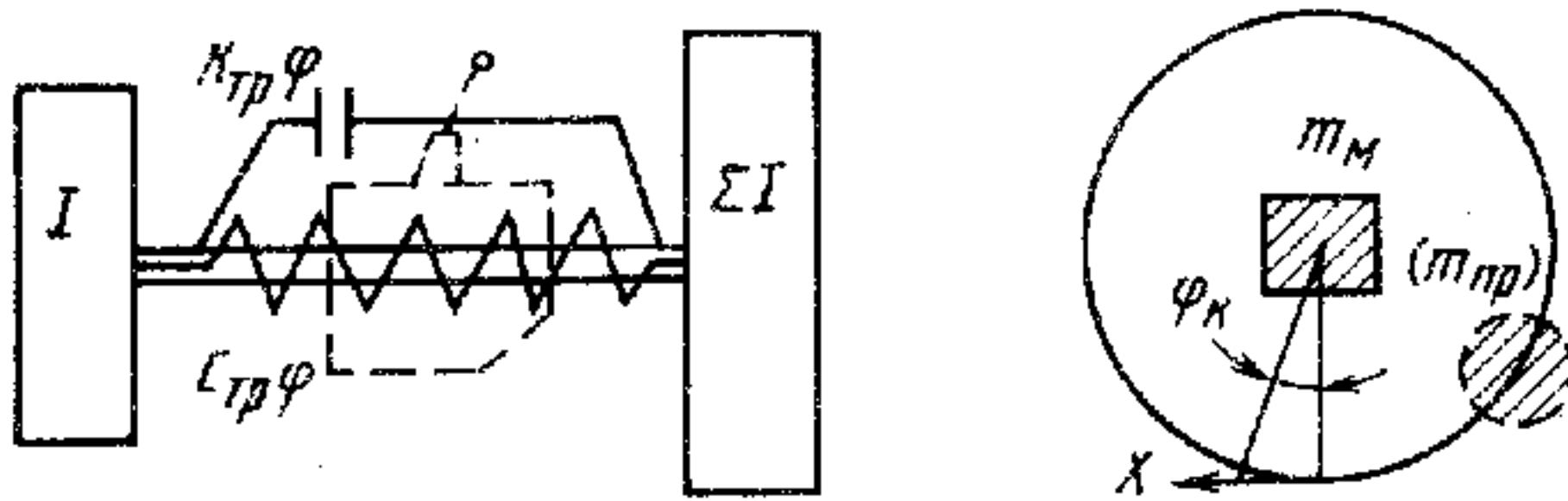


Рис. 21. Упрощенная динамическая модель машины

Выражение (22) называется уравнением тягового баланса.

До значений продольной силы каждого колеса, равной  $(0,4 \dots 0,6) \varphi P_z$ , можно принимать  $r_k = r'_k$ . При больших силах следует учитывать проскальзывание колеса  $r_k = r'_k (1 - s_0)$ . Оно может быть определено из экспериментов или учтено коррекцией коэффициента тангенциальной эластичности  $\lambda_p$ . Для этого следует принимать в формуле (9) при  $P_x > 0,5\varphi P_z$  значение  $\lambda_p$ , увеличивающееся с возрастанием  $P_x/(\varphi P_z)$ .

При выводе уравнения движения машины было предположено, что связь двигателя с ведущими колесами абсолютно жесткая. Однако при нестационарном режиме движения (например, при разгоне машины) следует учитывать угловую податливость валов трансмиссии и шин, а также демпфирование. Расчеты показывают, что для исследования общих вопросов движения машины достаточную точность обеспечивает модель, в которой вращающимися массами трансмиссии можно пренебречь, а податливость и демпфирование ее учесть соответствующими интегральными коэффициентами  $c_{трφ}$  и  $k_{тр}$ .

Тогда уравнения движения машины в соответствии с рис. 21 запишем таким образом:

$$I_d \ddot{\varphi}_d + \sum c_{трφi} (\varphi_d - u_{тр} \varphi_{ki}) + \sum k_{тр} (\dot{\varphi}_d - u_{тр} \dot{\varphi}_{ki}) + M_{сп} - M_d = 0;$$

$$\sum I_{ki} \ddot{\varphi}_{ki} - \sum c_{трφi} (\varphi_d - u_{тр} \varphi_{ki}) - \sum k_{тр} (\dot{\varphi}_d - u_{тр} \dot{\varphi}_{ki}) +$$

$$+ \sum c_{шφi} (\varphi_{ki} - x/r'_{ki}) = 0;$$

$$m_M \ddot{x} - R_x - \sum M_{ki}/r'_{ki} = 0,$$

где  $\sum M_{ki} = \sum c_{шφi} (\varphi_{ki} - x/r'_{ki})$ ;  $c_{шφi}$  — угловая жесткость шины;  $\varphi_d$ ,  $\varphi_{ki}$  — углы поворота вала двигателя и  $i$ -го колеса соответственно;  $M_{сп}$  — постоянная составляющая момента сопротивления трансмиссии.

При значительных передаваемых трансмиссией крутящих моментах учет податливости этой системы оказывает определенное влияние на соотношение во времени моментов двигателя и продольной реакции колеса.

## § 8. НОРМАЛЬНЫЕ РЕАКЦИИ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА КОЛЕСА МАШИНЫ

Величины нормальных реакций колес являются определяющими для сил сопротивления качению и сил сцепления колес, а следовательно, и полных сил сопротивления качению и сцепления всей машины. Кроме того, что особенно важно для многоприводных машин, нормальные реакции оказывают влияние на формирование радиусов качения колес и на величины коэффициентов изменения радиусов качения шин.

В общем случае нормальные реакции можно определить, лишь рассматривая колесную машину как динамическую колебательную систему в соответствии с моделью, рассмотренной в § 41, или ей подобной. Однако для решения многих задач можно принять жесткую связь вала двигателя с ведущими колесами, а также рассмотреть установившееся движение машины.

Движение машины, при котором на нее действуют постоянные силы и моменты, назовем *установившимся*. К установившемуся условно отнесем также движение с постоянным ускорением при сохранении постоянной траектории машины.

Примем плоскую расчетную модель машины. Продольные реакции колес заменим силами  $P_f$  сопротивления качению колес и полными окружными силами  $P_{\text{ко}}$ . В определении последних сил для ведущих колес следует учесть инерционные моменты колес и всех связанных с ними вращающихся частей машины.

**Двухосная машина.** На двухосную машину с пассивным прицепом действуют силы и моменты, изображенные на рис. 16. При наличии полуприцепа схема сил изменится лишь с учетом того, что часть силы тяжести полуприцепа будет действовать на тягач. Для рассмотрения равновесия машины в движении в соответствии с принципом Даламбера учтем силу инерции  $P_{ax} = m_M a_x = m_M \ddot{x}$ , где  $a_x$  — ускорение продольного перемещения машины. Считаем, что при прямолинейном движении по плоской поверхности все части машины перемещаются на одинаковую величину.

Из условия равновесия машины получаем:

$$\left. \begin{aligned} 2R_{z1} + 2R_{z2} &= G_M \cos \alpha; \\ 2R_{z2} &= \left[ (G_M \sin \alpha + m_M a_x) h_d + G_M \cos \alpha l_1 + \right. \\ &\quad \left. + \sum_{l=1}^n M_{fl} + P_{\omega} h_{\omega} + P_{\text{кр}} \cos \gamma h_{\text{кр}} \right] / L. \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Таким образом, нормальные реакции колес задней оси двухосной машины увеличиваются с увеличением любых сил сопротивления движению. Соответственно уменьшаются нормальные реакции колес передней оси.



Заметим, что для решения уравнений (23) нужно знать величины  $M_{jt}$ . Но эти величины, как и их сумма, сами зависят от реакций  $R_{zt}$ , а также от значений  $f$  и  $r_k$ , которые, в свою очередь, зависят и от  $R_{zt}$ , и от моментов колес, также точно не известных. В связи с этим с достаточной для практики точностью на этой стадии расчетов можно принять коэффициенты сопротивления качению, равными коэффициентам в ведомом режиме. Радиусы качения колес в ведомом режиме, жесткость шины и коэффициенты изменения радиуса качения можно принять в соответствии с нормальными реакциями при статической нагрузке, а радиусы качения колес в ведущем режиме — при условии равномерного распределения суммарного крутящего момента по всем ведущим колесам, т. е.

$$M_{\Sigma} = r'_k (fG_M \cos \alpha + G_M \sin \alpha + P_{ax} + P_{\omega} + P_{кр}).$$

Эти допущения, которые существенно упрощают расчеты, не приводят к ошибке, превышающей 1 ... 2%. Однако после определения нормальных реакций по формуле (23) любые последующие расчеты должны исходить из полученных значений реакций.

При назначении особой точности (что мало вероятно) можно рекомендовать метод последовательных приближений. Он состоит в том, что после определения реакций с учетом указанных упрощений следует принять величины параметров ( $f$ ,  $r_k$ ,  $\lambda_P$ ), соответствующие найденным реакциям, и снова определить последние. Если расхождение первого и второго вариантов определения реакций приводит к ошибке, более заданной, расчет следует повторить, используя новые значения реакций. Так делают до тех пор, пока расхождение последнего и предпоследнего вычислений не будет менее допустимой ошибки.

**Трехосная машина с балансирной тележкой и реактивными штангами (рис. 22, а).** Уравнениями равновесия являются:

$$\left. \begin{aligned} 2R_{z1} + 2R_{z2} + 2R_{z3} &= G_M \cos \alpha; \\ 2R_{z2}(L - 0,5a) + 2R_{z3}(L + 0,5a) &= (G_M \sin \alpha + P_{ax})h_{\text{ц}} + \\ &+ G_M \cos \alpha l_1 + P_{\omega}h_{\omega} + P_{кр}h_{кр}. \end{aligned} \right\} (24)$$

С целью получения недостающего третьего уравнения, необходимого для определения реакций, рассмотрим отдельно равновесие балансирной тележки. Примем, что она симметрична относительно оси балансира  $O$  (рис. 22, б), реактивные штанги расположены горизонтально. Если штанги имеют наклон, то появятся соответствующие составляющие нормальных реакций, которые можно определить разложением сил. Однако, как правило, этот наклон, если и имеет место, то невелик и мало изменяет реакции.

Равновесие тележки описывается следующим уравнением (рис. 22, б):

$$\begin{aligned} (R_{z3} - R_{z2}) 0,5a &= (P_{к02} + P_{к03} - P_{f2} - P_{f3})k + M_{f2} + M_{f3} - \\ &- (T_2'' + T_3'')(k - r_k + l'') - (T_2' + T_3')(r_k + l' - k), \end{aligned} \quad (25)$$

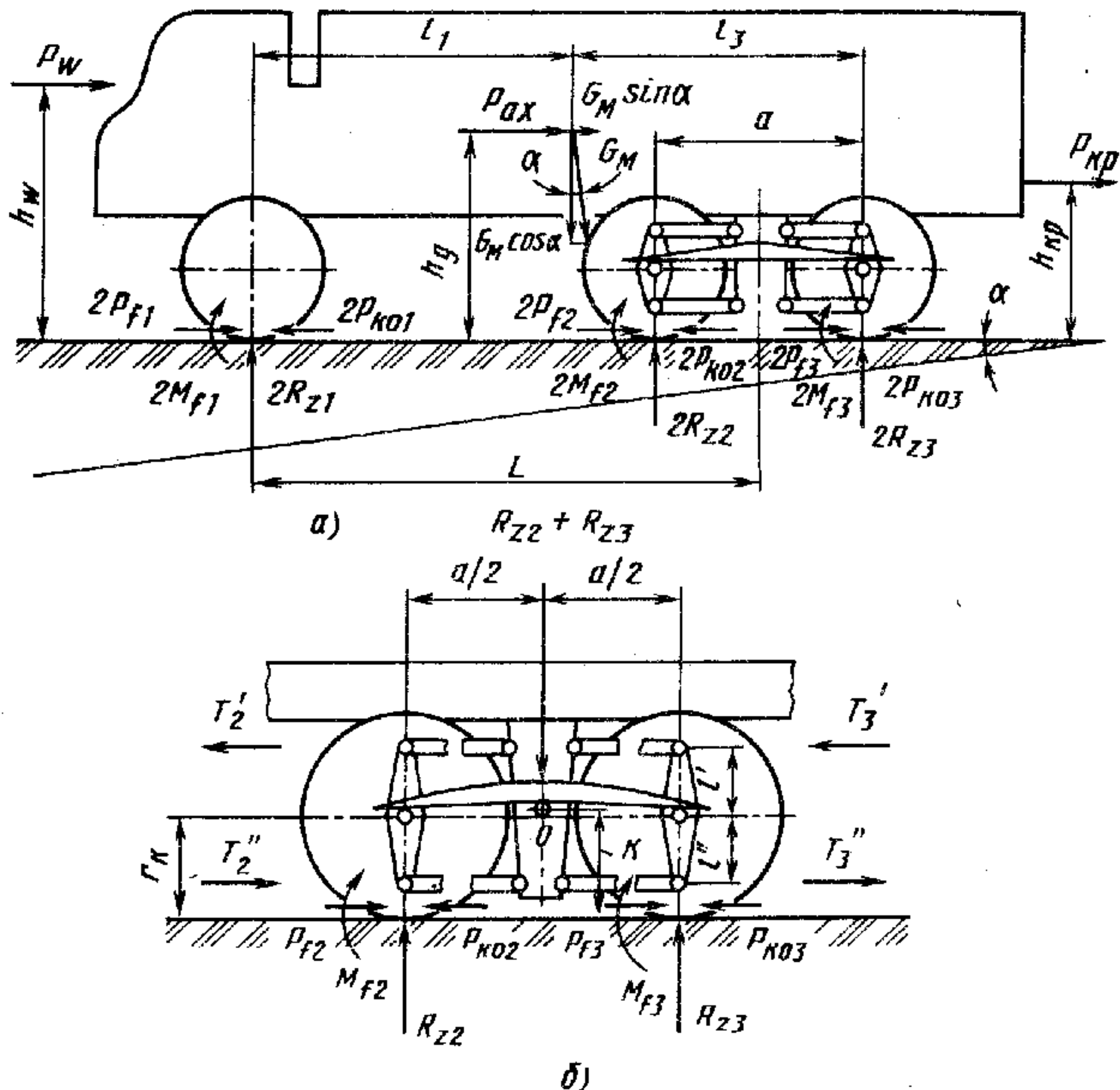


Рис. 22. Силы и моменты, действующие:  
 а — на трехосную машину; б — на балансирующую тележку

где  $T$  с индексами — реакции соответствующих штанг. В данном расчете допустимо принять  $r_D \approx r_K$ .

Вместе с дополнительным уравнением появились и новые неизвестные. Для их определения следует рассмотреть равновесие каждого колеса тележки в отдельности.

Уравнения равновесия колес (без индексов 2 и 3) можно записать следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} T'l' + T''l'' - P_{KO}r_K &= 0; \\ T' - T'' + P_{KO} - P_f &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

Совместно решив эти уравнения, получим:

$$\left. \begin{aligned} T' &= [P_{KO}r_K - (P_{KO} - P_f)l''] / (l' + l''); \\ T'' &= [P_{KO}r_K - (P_{KO} - P_f)l'' + (P_{KO} - P_f)(l' + l'')] / (l' + l''). \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

Подставив полученные значения реакций штанг в уравнение (32), находим, что  $R_{z2} - R_{z3} = 0$ . Таким образом, нормаль-

ные реакции колес, связанных балансирной подвеской с реактивными штангами, оказываются равными одна другой.

Многоосная машина с индивидуальной подвеской колес или осей. Схема сил и моментов, действующих на машину, показана на рис. 23. Уравнениями равновесия являются:

$$2R_{z1} + 2R_{z2} + \dots + 2R_{zn} = G_M \cos \alpha; \quad (28)$$

$$2R_{z2}l_{12} + 2R_{z3}l_{13} + \dots + 2R_{zn}l_{1n} = G_M l_1 \cos \alpha + G_M h_g \sin \alpha + P_{ax} h_d + P_w h_w + \sum M_{f1} + P_{кр} h_{кр}, \quad (29)$$

где  $l_{1i}$  — расстояние от  $i$ -й оси до первой;  $n$  — число осей.

Поскольку уравнений равновесия недостаточно для того, чтобы определить реакции, составим уравнения перемещений точек корпуса (рамы) машины, расположенных над соответствующими колесами:

$$R_{zi} = c_{пр i} z_i, \quad (30)$$

где  $c_{пр i} = c_{pi} c_{шNi} / (c_{pi} + c_{шNi})$  — приведенная жесткость системы шина—подвеска;  $c_{pi}$  — жесткость подвески, приведенная к колесу;  $z_i$  — перемещение точки корпуса машины, расположенной над колесом  $i$ -й оси, под действием нормальной реакции.

Выражая перемещение  $i$ -й оси через перемещение  $f_1$  первой оси и угол наклона  $\theta$  корпуса машины под действием внешних сил, получаем:

$$z_i = z_1 + l_{1i} \operatorname{tg} \theta. \quad (31)$$

Из выражений (28), (30) и (31) находим:

$$z_1 = (G_M \cos \alpha - \operatorname{tg} \theta \sum c_{пр i} l_{1i}) / \sum c_{пр i}. \quad (32)$$

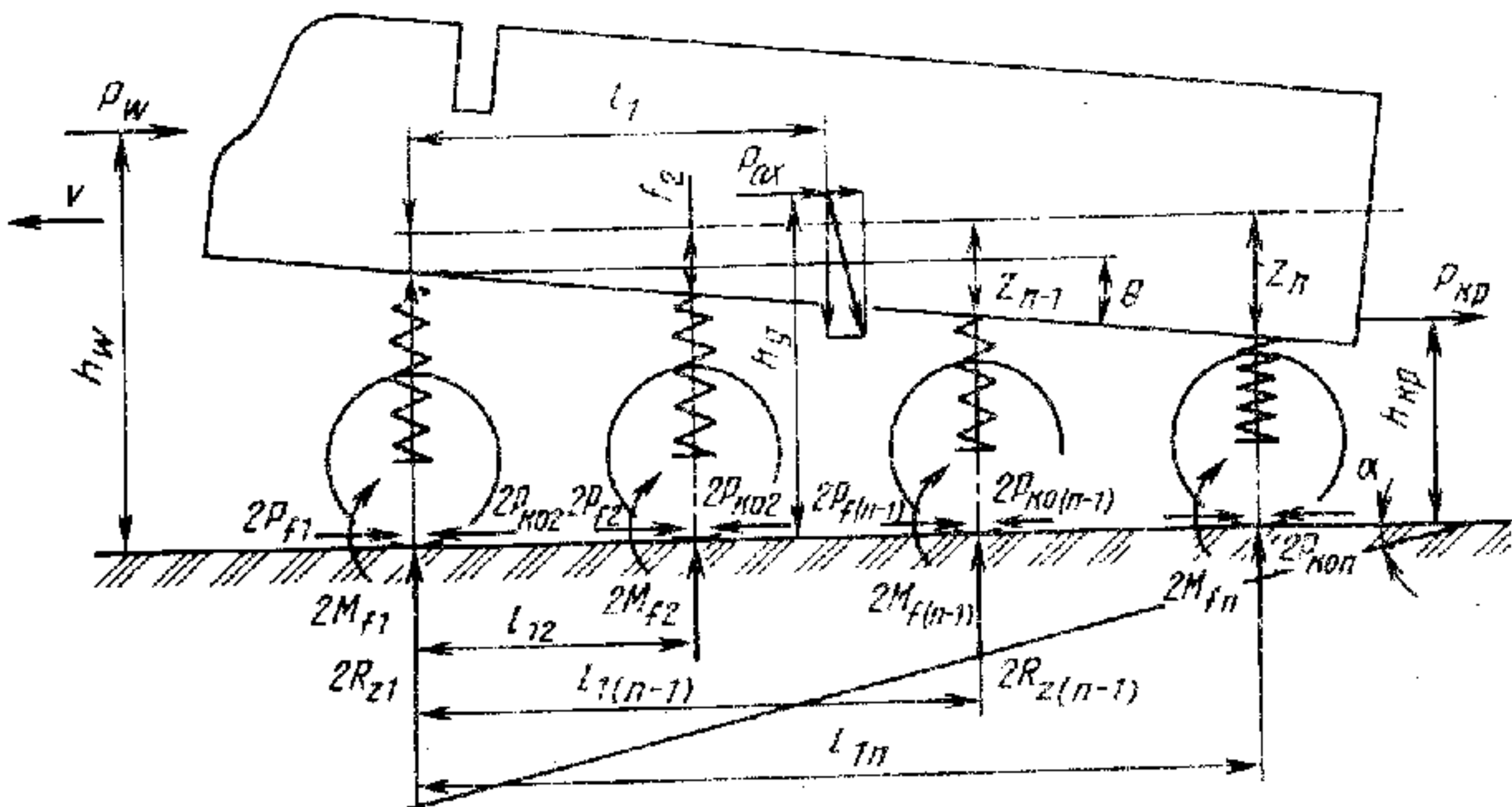


Рис. 23. Силы и моменты, действующие на многоосную машину

Решив совместно уравнения (29)—(32) и обозначив для удобства правую часть уравнения (29) через  $A$ , определим:

$$\operatorname{tg} \theta = (G_M \cos \alpha \sum c_{\text{пр } i} l_{1i} - A \sum c_{\text{пр } i}) / [(\sum c_{\text{пр } i} l_{1i})^2 - \sum c_{\text{пр } i} l_{1i}^2 \sum c_{\text{пр } i}]. \quad (33)$$

Подставив (33) в выражения (30)—(32), находим:

$$R_{\text{пр } i} = c_{\text{пр } i} (E + l_{1i} B), \quad (34)$$

где

$$E = \frac{G_M \cos \alpha [(\sum c_{\text{пр } i} l_{1i})^2 - \sum c_{\text{пр } i} \sum c_{\text{пр } i} l_{1i}^2] - G_M \cos \alpha (\sum c_{\text{пр } i} l_{1i})^2 - A \sum c_{\text{пр } i} \sum c_{\text{пр } i} l_{1i}}{\sum c_{\text{пр } i} (\sum c_{\text{пр } i} l_{1i})^2 - (\sum c_{\text{пр } i})^2 \sum c_{\text{пр } i} l_{1i}^2}; \quad (35)$$

$$B = \operatorname{tg} \theta = [G_M \cos \alpha \sum c_{\text{пр } i} l_{1i} - A \sum c_{\text{пр } i}] / [(\sum c_{\text{пр } i} l_{1i})^2 - \sum c_{\text{пр } i} l_{1i}^2 \sum c_{\text{пр } i}]. \quad (36)$$

При одинаковой жесткости подвески и шин всех колес, симметричном по базе расположении осей выражения (34)—(36) существенно упрощаются. Если на некоторых или всех осях применена балансирная подвеска, то нормальные реакции определяют с учетом расположения реактивных штанг по формулам, которые могут быть выведены на основе полученных выше (24)—(27) и (34)—(36).

#### § 9. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ И ОКРУЖНЫХ СИЛ ПО КОЛЕСАМ

В сложной динамической системе колесной машины крутящие моменты на всех валах и колесах непрерывно изменяются. Это объясняется не только многообразием процессов и связей, имеющих в самой машине, но и влиянием переменных внешних условий, на которые автоматически или по воле водителя реагирует машина.

Однако при относительно постоянных условиях, например при движении машины с постоянной скоростью по плоской дороге, изменение крутящих моментов колес относительно невелико. Так, многие экспериментальные данные свидетельствуют, что на относительно ровной дороге среднее квадратическое отклонение моментов колес не превышает 15 ... 20% их средней величины, являющейся для стационарного эргодичного процесса постоянной.

Принимая, что к ведущим колесам подводится постоянный суммарный крутящий момент, рассмотрим, как он распределяется по осям и колесам машины. Распределение крутящих моментов и окружных сил по колесам во многом зависит от наличия дифференциалов, их места установки и характеристик.

Если в машине в месте, где разветвляются потоки мощности (в раздаточной коробке, в ведущем мосту) установлен дифферен-



циал с коэффициентом блокировки  $k_d = M''/M'$ , то крутящие моменты валов, связанных этим дифференциалом, определяются в соответствии с выражениями

$$M' = M_0/(k_d + 1); \quad M'' = k_d M_0/(k_d + 1), \quad (37)$$

где  $M_0$  — момент, подводимый к корпусу дифференциала.

В колесных машинах с одной ведущей осью, как правило, установлен симметричный дифференциал с коэффициентом блокировки  $k_d = 1$ . Таким образом, крутящие моменты левого и правого колес оказываются практически равными. Разность этих моментов равна, как известно, моменту трения в дифференциале, которым в обычных шестеренчатых дифференциалах можно в большинстве случаев пренебречь.

Радиусы качения левого и правого колес одной оси в ведомом режиме обычно различаются не более чем на 2 ... 3% (во всяком случае к этому необходимо стремиться). Это означает, что и окружные силы этих колес различаются на такую же величину, так как  $P_{ко} = M_k/r'_k$ . В связи с этим можно считать, что при движении колесной машины с одной ведущей осью и симметричным дифференциалом вопрос о распределении крутящих моментов и окружных сил по колесам практического значения не имеет.

В многоприводных колесных машинах возможно много вариантов схем трансмиссий, которые приводят к различному распределению сил и моментов. Имея в виду, что условия взаимодействия левого и правого колес каждой оси с опорной поверхностью и их характеристики при прямолинейном движении одинаковы, рассмотрим влияние лишь межосевого привода на распределение сил и моментов. Примем, что в этих условиях даже при межколесных или межортоном дифференциалах повышенного трения (с коэффициентами блокировки  $k_d \neq 1$ ) крутящие моменты колес одной оси одинаковы.

**А. Полностью дифференциальная трансмиссия.** Крутящие моменты распределяются в соответствии с характеристиками дифференциалов. Так, если разветвление потока мощности происходит в несимметричном в силовом отношении дифференциале, то отношение крутящих моментов на выходах равно коэффициенту силовой асимметрии дифференциала. Такие дифференциалы нередко применяют, например, на трехосных машинах с тем, чтобы к переднему ведущему мосту подводить  $1/3$  полного крутящего момента, а к тележке двух задних мостов —  $2/3$  момента. Если разветвление потока мощности происходит в блокирующемся дифференциале, то отношение крутящих моментов изменяется от единицы до величины  $k_d$  в соответствии с выражениями (37). В частном случае, когда во всех разветвлениях потоков мощности установлены симметричные дифференциалы, внутренним трением которых можно пренебречь, крутящие моменты всех ведущих колес одинаковы.

**Б. Полностью блокированная трансмиссия.** В такой трансмиссии обеспечивается равенство или (что происходит редко) определенное соотношение угловых скоростей соединяемых звеньев (колес). В данном случае, как и в других трансмиссиях, пренебрегаем изменением угловых скоростей в процессе колебательных движений.

Пусть колеса машины с блокированной связью имеют различные радиусы качения  $r_{к0i}$  в ведомом режиме. Это может быть вследствие допусков на изготовление шин, разного давления воздуха в них, различных нормальных нагрузок колес и износов шин.

При установившемся прямолинейном движении машины поступательные скорости осей всех колес равны между собой и равны поступательной скорости машины  $v_m$ . При одинаковой угловой скорости колес  $\omega_k$  это означает, что либо радиусы качения колес должны измениться и стать одинаковыми, либо колеса должны двигаться со скольжением.

При движении по твердой опорной поверхности продольные реакции колес относительно невелики. Поэтому с достаточной для практических расчетов точностью можно принять  $r_k \cong r'_k$ . Какое влияние на распределение окружных сил оказывает скольжение, когда  $r_k \neq r'_k$ , показано в гл. 7.

Если колеса могут деформироваться в окружном направлении с изменением радиусов качения, то можно предположить, что разные радиусы качения колес в ведомом режиме при передаче крутящих моментов изменятся так, что станут одинаковыми. Основанием для этого служит то, что всякая система всегда стремится к минимальным затратам энергии. Следовательно, если для изменения радиусов качения различных колес до полного уравнивания нужна меньшая энергия, чем для движения с различными радиусами, но со скольжением, то радиусы качения колес смогут стать равными.

Заметим, что крутящий момент колеса, необходимый для движения со скольжением, будет наибольшим при данных условиях движения (нагрузке колеса, характеристике шины и дороги). Поэтому, если крутящие моменты колес, которые могут изменить радиусы качения этих колес вплоть до их уравнивания, меньше моментов по сцеплению этих колес с дорогой, уравнивание радиусов качения произойдет. Когда для уравнивания радиусов необходимо приложить моменты, которые больше моментов по сцеплению, радиусы останутся различными, а колеса будут двигаться со скольжением, имея минимальный радиус качения, соответствующий моменту по сцеплению. Пусть все колеса различных  $n$  осей имеют разные радиусы качения в ведомом режиме и разные коэффициенты изменения радиусов качения. Тогда крутящие моменты каждого колеса определяются из выражения (8):

$$\left. \begin{aligned} M_{к1} &= (r_{к01} - r_k) / \lambda_{M1}; \\ &\dots \\ M_{кn} &= (r_{к0n} - r_k) / \lambda_{Mn}. \end{aligned} \right\} \quad (38)$$

Принимаем заданной величину  $\sum_{i=1}^{2n} M_{ki} = M_{\Sigma}$ . Сложив почленно и решив относительно радиуса  $r_k$ , получим:

$$r_k = \left( \sum \frac{r_{ko i}}{\lambda_{Mi}} - M_{\Sigma} \right) / \sum 1/\lambda_{Mi}.$$

Подставив найденную величину общего для всех колес радиуса качения  $r_k$  в выражения (38), получим формулу для определения крутящего момента  $j$ -го колеса при полностью сблокированном приводе:

$$M_{kj} = \frac{M_{\Sigma} + \sum_{i=1}^{2n} [(r_{ko j} - r_{ko i})/\lambda_{Mi}]}{\lambda_{Mj} \sum_{i=1}^{2n} 1/\lambda_{Mi}}. \quad (39)$$

Зная крутящие моменты колес и радиусы их качения, нетрудно найти и окружные силы.

Поскольку второе слагаемое формулы (39) может иметь любой знак (это зависит от соотношения радиусов качения колес в ведомом режиме), а по абсолютной величине может превосходить первое слагаемое, значения крутящих моментов могут быть как положительными, т. е. направленными в сторону вращения колес, так и отрицательными, а в частном случае равными нулю.

Если при положительной величине  $M_{\Sigma}$  на одном или нескольких колесах крутящие моменты оказываются отрицательными, то это означает, что крутящие моменты (мощность) поступают к этим колесам не от трансмиссии, а, наоборот, от колес в трансмиссию. Такой крутящий момент через раздаточную коробку передается в другие ветви трансмиссии, к другим колесам. Происходит «циркуляция» крутящего момента (мощности) в замкнутом контуре: колесо—ветвь трансмиссии—раздаточная коробка—другие ветви трансмиссии—другие колеса—дорога—колесо. Величина циркулирующего момента без учета потерь численно равна крутящим моментам колес, на которых моменты отрицательны.

Рассмотрим в качестве примера распределение крутящих моментов по колесам одной стороны четырехосной машины при движении по плоской дороге. Предположим, машина имеет бортовую схему трансмиссии и симметрична относительно продольной оси. Примем, что радиусы качения колес  $r_{ko i}$  в ведомом режиме вследствие каких-то причин разные и равны 660; 656; 652 и 648 мм соответственно. Для всех колес коэффициенты  $\lambda_M = 0,008$  мм/(Н·м); суммарный момент колес  $M_{\Sigma} = 1000$  Н·м. Такой момент необходим для движения машины массой 16 000 кг по асфальтированному шоссе.

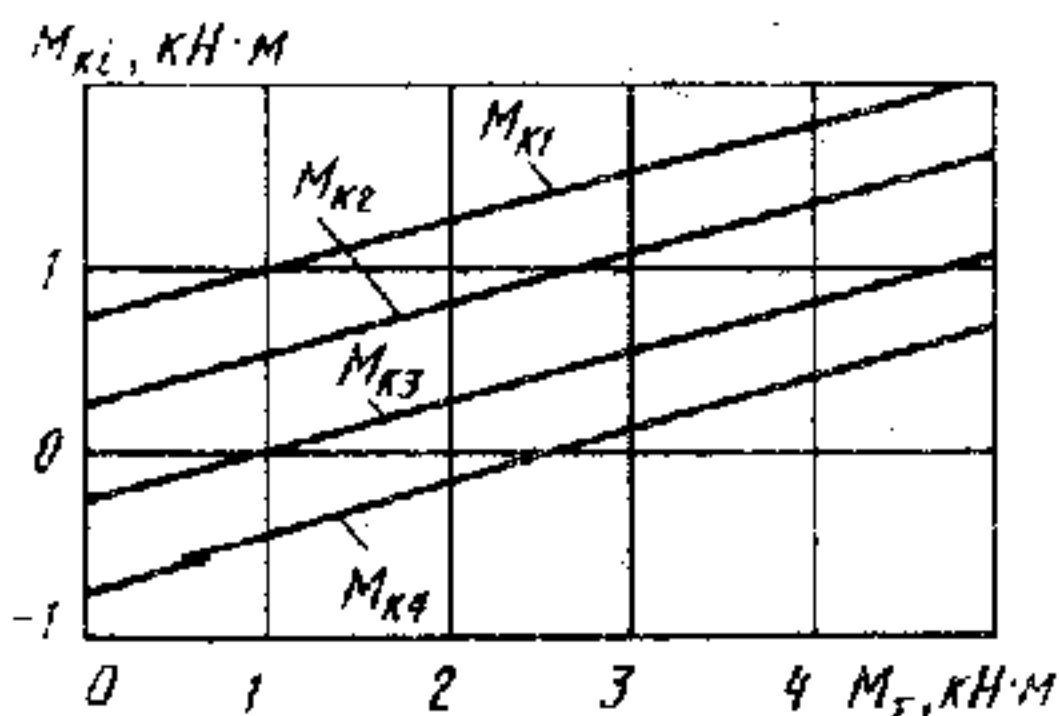


Рис. 24. Распределение крутящих моментов по колесам при заблокированной связи колес борта

Подставив эти данные в формулу (39), получим следующие крутящие моменты колес борта:  $M_{к1} = 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $M_{к2} = 500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $M_{к3} = 0$ ;  $M_{к4} = -500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Таким образом, колеса первой и второй осей движутся в ведущем режиме, третьей — в ведомом, а четвертой — в тормозном. Треть мощности, подводимой от раздаточной коробки к колесам первой и второй осей, возвращается через колеса четвертой оси (без учета потерь!) в трансмиссию и поступает снова к колесам. С изменением  $M_{\Sigma}$  распределение крутящих моментов изменяется (рис. 24).

Мощность, передаваемую от раздаточной коробки к колесам, можно условно разделить на два потока: мощность, необходимую для движения машины, и бесполезную мощность, циркулирующую в замкнутом контуре. Циркуляция мощности — вредное явление: она приводит к дополнительным потерям в трансмиссии и шинах и, как следствие, к большему износу деталей, расходу топлива и т. д.

В многоприводных многоосных колесных машинах может быть при некоторых условиях и несколько кругов циркуляции мощности, а в других циркуляция мощности может отсутствовать.

Отрицательное значение крутящего момента, характеризующее начало циркуляции, имеет место при

$$\sum_{i=1}^{2n} (r_{но i} - r_{кi}) / \lambda_{Mi} > M_{\Sigma}.$$

Таким образом, вероятность возникновения циркуляции момента (мощности) уменьшается с уменьшением разности радиусов качения колес в ведомом режиме, с увеличением тангенциальной эластичности шин, с увеличением сопротивления движению.

**В. Дифференциально-блокированная трансмиссия.** В многоприводных колесных машинах трансмиссия такого типа может иметь множество вариантов (например, А—К на рис. 25). Так, только схем межосевого привода, различающихся числом и местом установки дифференциалов, у трехосных машин может быть две, у четырехосных — пять и т. д.

Общую формулу для определения крутящих моментов при всех схемах дифференциально-блокированной трансмиссии составлять не рационально: она получается очень громоздкой. Значительно удобнее выводить формулы и решать частные задачи для конкретных схем. При этом должен быть использован тот же принцип, который применялся выше: решение уравнений кине-



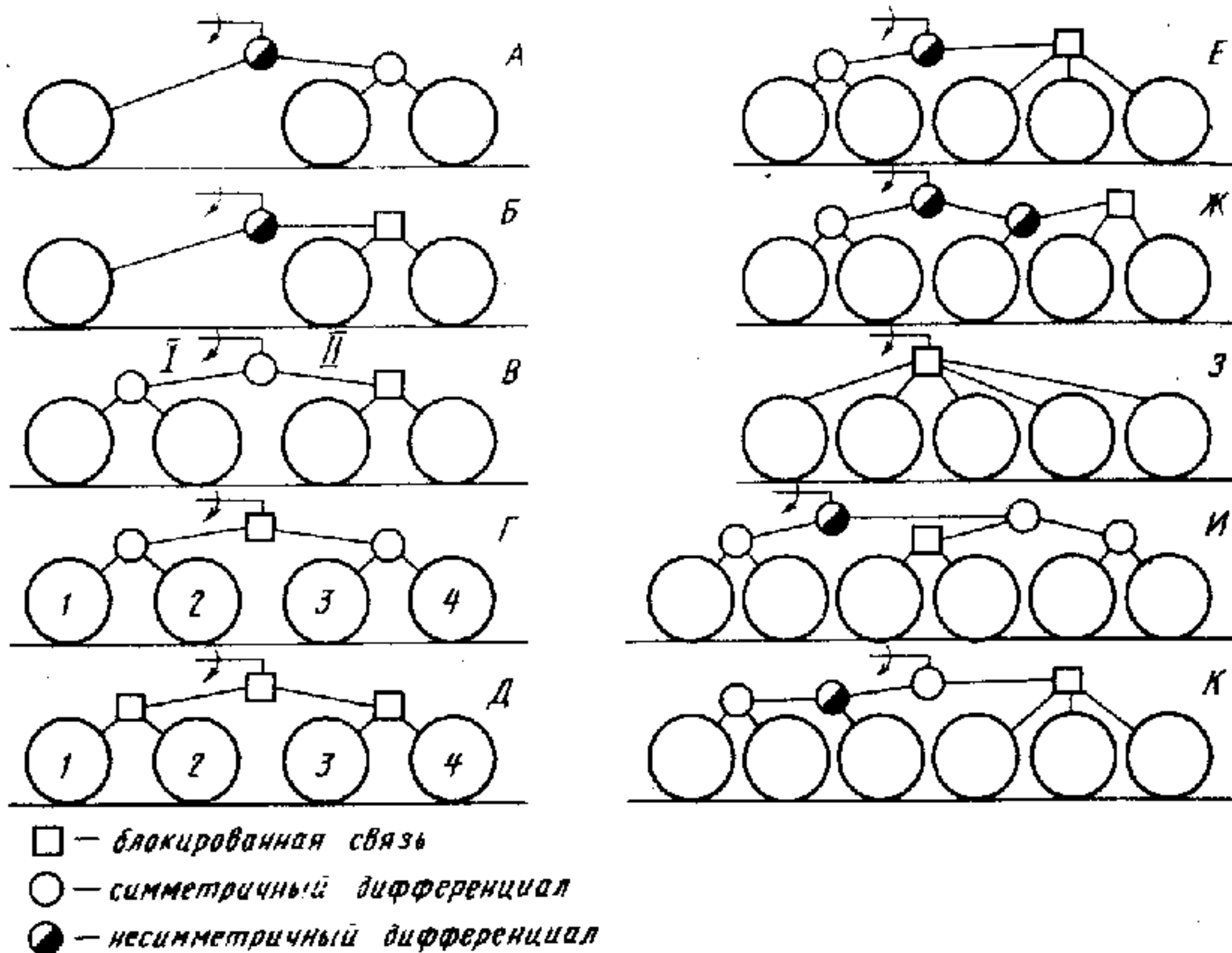


Рис. 25. Схемы дифференциально-блокированных трансмиссий многоосных машин

матических и силовых связей, характеризующих соответствующую схему трансмиссии или ее части.

Например, для машины со схемой Г трансмиссии (рис. 25) такими уравнениями являются:

$$\begin{aligned}
 M_1 &= k_{дI} M_2; & M_3 &= k_{дII} M_4; \\
 \omega_1 + \omega_2 &= 2\omega_I; & \omega_3 + \omega_4 &= 2\omega_{II}.
 \end{aligned}$$

Поскольку  $\omega_I = \omega_{II}$ , то  $\omega_3 + \omega_4 = \omega_1 + \omega_2$  и  $\sum_{i=1}^{2n} M_i = M_2$ .

**Г. Машина с двумя двигателями.** При установке на машине двух двигателей с совершенно одинаковыми характеристиками (в том числе и при частичных нагрузках) и одинаковыми приводами к системам регулирования рабочие точки каждого из двух двигателей находятся на одной кривой в квадранте I (рис. 26), например в точках  $a_1$  и  $a_2$ . При наличии двух однотипных двигателей с разными характеристиками или одинаковых двигателей с различным приводом системы регулирования рабочие точки каждого из двигателей в одно и то же время находятся на различных кривых I и II.

Полагаем, что двигатель I связан с группой I сблокированных между собой колес, а двигатель II — соответственно с другой группой. В каждой из групп колес устанавливается некоторый общий для них (при прямолинейном движении) радиус каче-

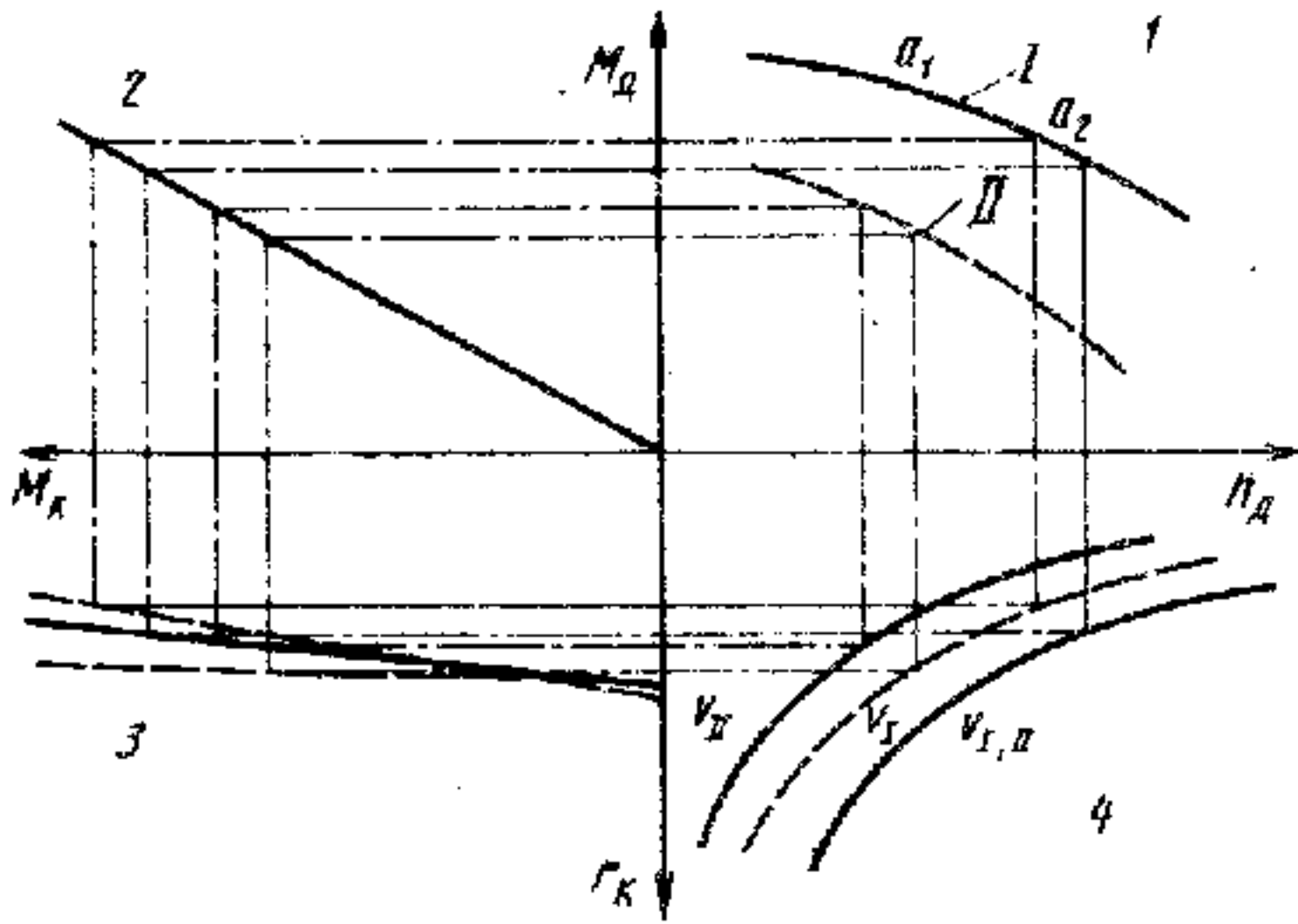


Рис. 26. Характеристика совместной работы двух двигателей

ния  $r_{кI}$  и  $r_{кII}$ . При H-образной (бортовой) схеме трансмиссии, например, один двигатель может быть связан с колесами левой стороны, а другой — правой стороны. При мостовой схеме один двигатель связан с колесами одних ведущих мостов, другой — с колесами других мостов.

Работу машины с двумя двигателями I и II при установившемся режиме можно описать следующей системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned}
 M_{дI} &= a_{1I} + a_{2I}n_d + a_{3I}n_d^2; & M_{дII} &= a_{1II} + a_{2II}n_d + a_{3II}n_d^2; \\
 M_{\Sigma I} + M_{\Sigma II} &= M_c; & M_{кI} &= (r_{кoI} - r_{кI})/\lambda_{MI}; \\
 M_{кII} &= (r_{кoII} - r_{кII})/\lambda_{MII}; & M_{\Sigma I} &= M_d u_{тр} \eta_{тр}; \\
 M_{\Sigma II} &= M_d u_{тр} \eta_{тр}; & n_{дI} &= 60 u_{тр} v_I / 2\pi r_{кI}; & n_{дII} &= 60 u_{тр} v_{II} / 2\pi r_{кII}.
 \end{aligned} \right\} \quad (40)$$

Здесь первые два уравнения системы описывают скоростную характеристику двигателей подобно выражению (18).

Приведенная система уравнений описывает работу машины с двумя двигателями при установившемся режиме. Заметим, что при прямолинейном движении в последних двух уравнениях скорость  $v_I = v_{II}$ . Однако в случае движения машины на повороте этого равенства может не быть. Решение системы (40) позволяет определить крутящие моменты колес, связанных с различными двигателями.

В ряде конкретных задач можно применить графоаналитический метод решения. Для этого необходимо построить приведенные выше зависимости в виде графиков (см. рис. 26) и подбором найти совместные точки, характеризующие работу машины с двумя двигателями и двумя группами колес. В квадранте 2 показана зависимость момента  $M_k$  от  $M_d$  при величинах  $u_{тр}$  и  $\eta_{тр}$ , одинаковых для колес, связанных с любым из двигателей; в квадранте 3 — зависимости радиусов качения от  $M_k$  (сплошной линией при  $r_{кoI} = r_{кoII}$  и  $\lambda_{MI} = \lambda_{MII}$  и штриховыми, когда они не равны); в квадранте 4 — зависимости частоты вращения дви-

гателя  $n_d$  от  $r_n$  при повороте машины, когда  $v_I \neq v_{II}$  (сплошные кривые), и при прямолинейном движении, когда  $v_I = v_{II}$  (штриховая кривая).

На рис. 26 видно, что, если на машине установлены двигатели с различными характеристиками, будут различаться и крутящие моменты групп колес. Большой крутящий момент снимается с двигателя, имеющего больший момент по характеристике.

В случае, если скорости колес групп I и II различны (при повороте), возможны разные варианты распределения крутящих моментов, включая даже такой, когда один из двигателей работает в тормозном режиме.

## § 10. ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ СВОЙСТВА И ТОПЛИВНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

Тягово-скоростные свойства машины определяют ее способность к совершению полезной транспортной работы.

Для машины определенной полной массы или определенной грузоподъемности указанные свойства характеризуются главным показателем — максимально возможной средней скоростью движения на заданном маршруте. Средняя скорость зависит от способности машины разгоняться, двигаться с большой скоростью, преодолевать подъемы и повышенные дорожные сопротивления, двигаться по инерции и т. д., т. е. зависит от большого количества показателей. Однако имеет большое значение производительность машины, т. е. то, какой ценой достигается высокая скорость доставки максимального груза. Одним из важных показателей общей экономической оценки является топливная характеристика машины, определяющая количество израсходованного на транспортную работу топлива.

Предварительно оценить тягово-скоростные свойства машины можно с помощью уравнения тягового баланса. Более общую оценку тяговых и скоростных свойств колесных машин целесообразно проводить по безразмерным параметрам.

Для этого, сгруппировав в левой части выражения (22) слагаемые, не зависящие от силы тяжести машины, а в правой — зависящие от нее, и разделив обе части на силу тяжести, получим (без учета тяги на крюке):

$$\frac{P_{mo} - P_{\varphi}}{G_m} = f \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{a_m}{g} \delta_m = D.$$

Величину  $D$  называют динамическим фактором машины. Он представляет собой часть удельного тягового усилия, используемого на преодоление сопротивления качению, подъему и на разгон машины.

Зависимость динамического фактора от скорости движения машины на каждой из передач в коробке передач и раздаточной

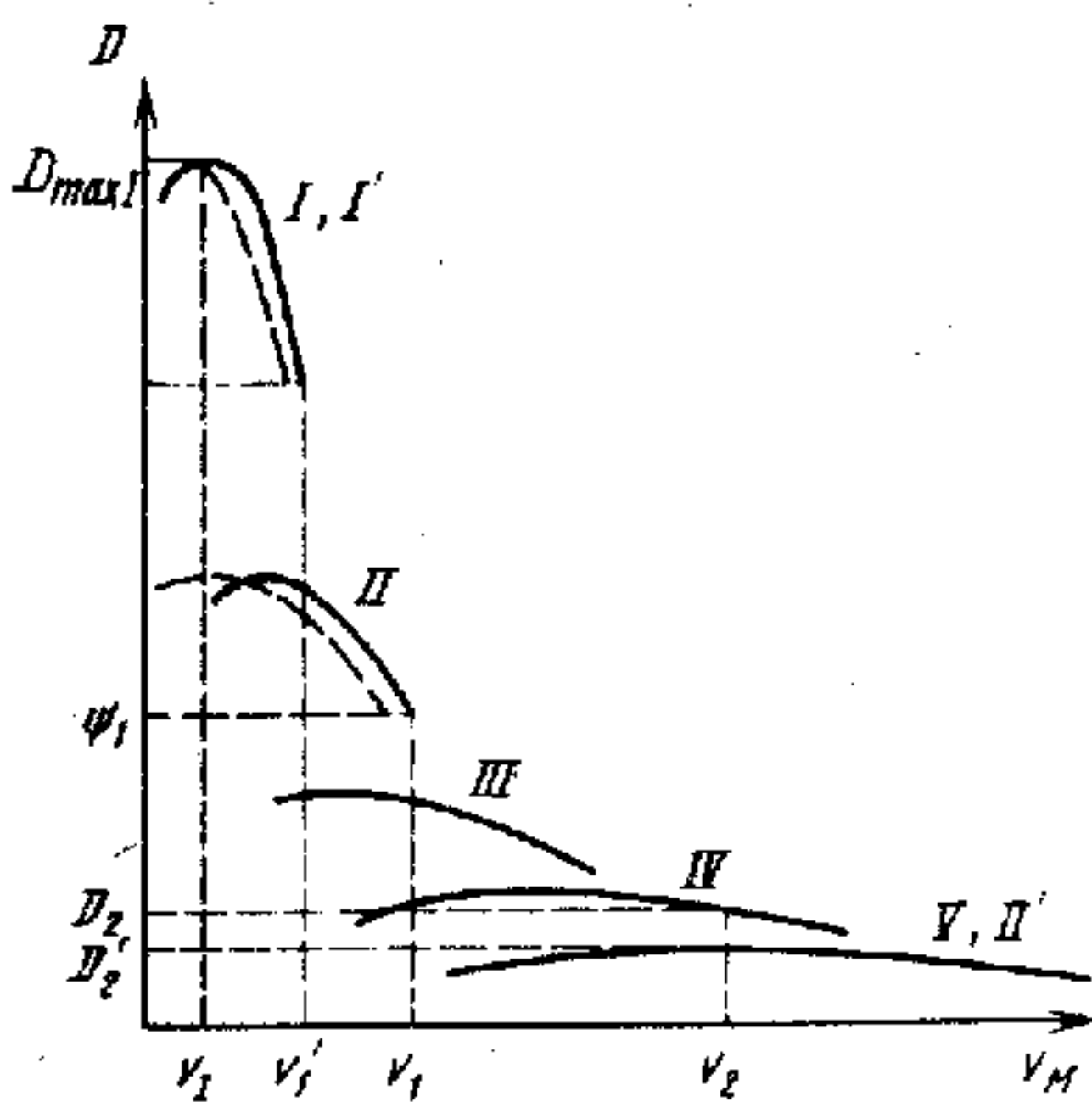


Рис. 27. Динамическая характеристика машины

коробке называют динамической характеристикой машины (рис. 27).

Так, по динамической характеристике можно определить, на какой установившейся скорости машина может двигаться по дороге при заданном коэффициенте сопротивления качению. Максимальная величина динамического фактора на низшей передаче позволяет выявить наибольшие тяговые возможности машины.

Если движение происходит с установившейся скоростью и по горизонтальной поверхности, то  $D = f$ . Например, машина, динамическая характеристика которой показана на рис. 27, может двигаться по горизонтальной дороге, если сопротивление качению колес не превышает  $D_{\max I}$ . Движение ее возможно на первой передаче со скоростью  $v_1$ . На всех других скоростях и тем более при других передачах наибольшее сопротивление качению, которое может преодолеть машина, меньше.

По динамической характеристике можно определить максимальную скорость движения по дороге с заданным сопротивлением. Могут решаться и другие задачи, среди которых определение величины наибольшего ускорения машины при разгоне и ее зависимости от включенной передачи и скорости движения машины. При заданных сопротивлениях качению и угле преодолеваемого подъема (заметим, что обычно ускорения при разгоне определяют на горизонтальной дороге, т. е. при  $\alpha = 0$ ) ординаты, расположенные между кривыми динамического фактора и прямой, соответствующей заданным сопротивлениям  $\psi = f$ , пропорциональны максимально возможным ускорениям.

На основе динамической характеристики может быть построена еще одна — зависимость максимально возможных ускорений от скорости движения на каждой из передач I—V (рис. 28).

Следует обратить внимание на то, что кривые, характеризующие зависимость ускорения от скорости, хотя и подобны кривым динамического фактора, их расположение в некоторых случаях может быть другим. Кривые динамического фактора всегда располагаются в строго определенном порядке: чем ниже передача (больше передаточное число), тем выше расположена кривая. В расположении кривых ускорений эта закономерность может быть нарушена. Если на низшей передаче коэффициент приведенной массы  $\delta_m$  очень велик, то в ряде случаев может оказаться

так, что ускорения на более высокой передаче будут большими, чем на низшей (например II').

Оценку и анализ тягово-скоростных свойств колесных машин можно проводить также по мощностному балансу этих машин.

Если все члены уравнения (22) умножить на скорость движения машины, то оно превратится в уравнение мощностного баланса:

$$N_k = N_d \eta_{тр} = N_f + N_w + N_d + N_{п} + N_a + N_{вр}.$$

Зависимость этих мощностей от скорости движения машины представляет собой мощностную диаграмму (рис. 29). Зависимость мощности  $N_{п} = f(v_m)$ , расходуемой в подвеске, показана условно (см. § 41). С помощью этого уравнения также можно решать и анализировать некоторые задачи по определению тягово-скоростных свойств колесных машин.

Одним из важных показателей тягово-скоростных свойств является время разгона машины в заданном интервале скоростей. Рассмотрим процесс трогания и разгона машины до заданной скорости. Известно, что обычно применяемые на колесных машинах двигатели совместно с механическими трансмиссиями не могут работать с угловой скоростью выходного вала (например, коленчатого) менее определенной величины, называемой минимально устойчивой угловой скоростью. Следовательно, жесткая связь вала двигателя и вала трансмиссии (например, первичного вала коробки передач при механической трансмиссии) не может осуществляться с нулевой скорости, сразу «с места». Этой жесткой связи должны предшествовать два периода. В течение первого из них двигатель работает на холостом ходу с минимально устойчивой угловой скоростью холостого хода  $\omega'_d$  (рис. 30). При желании начать движение водитель нажимает на педаль подачи топлива и включает (в течение какого-то

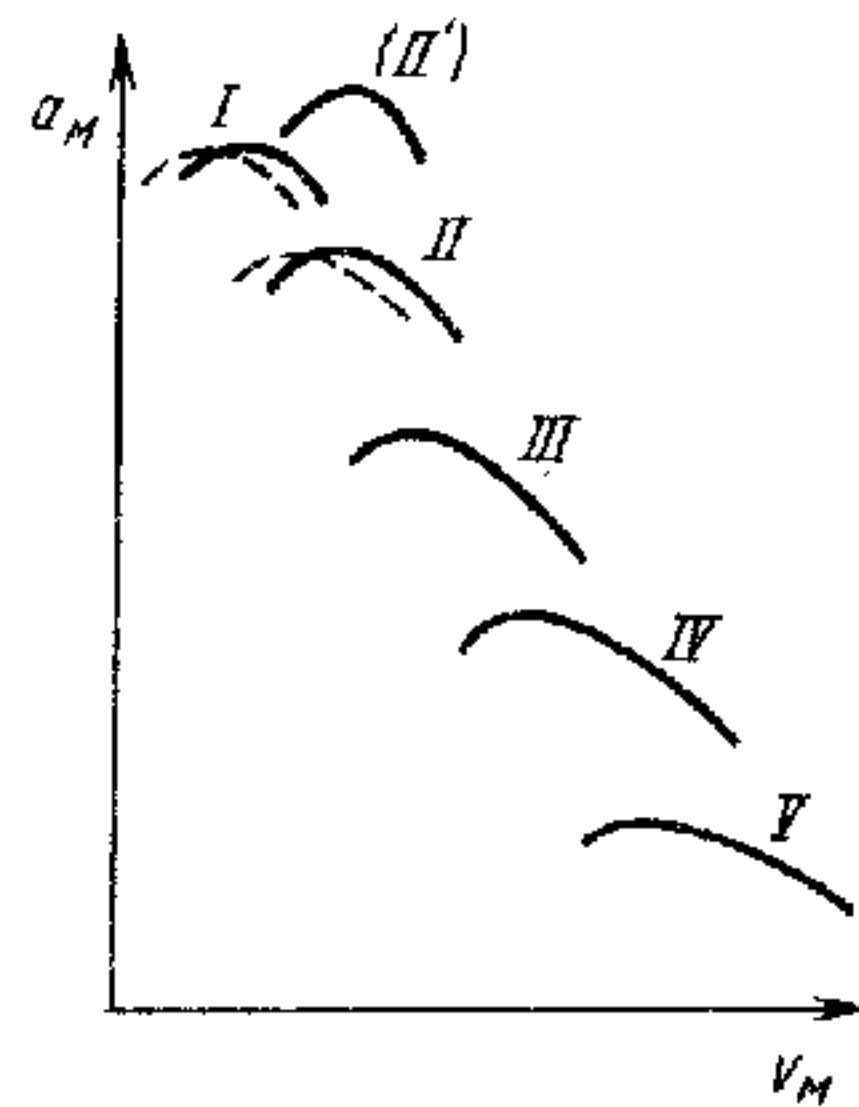
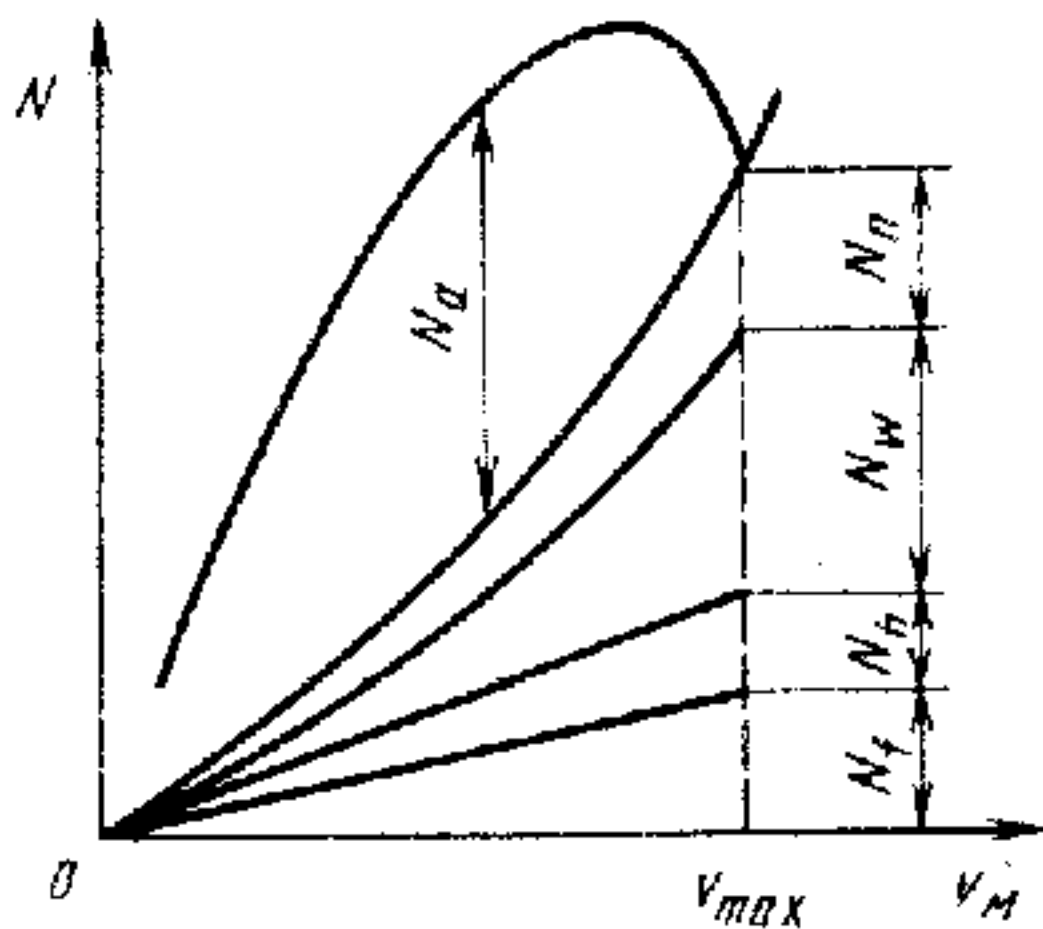


Рис. 28. Зависимость ускорения от скорости движения

Рис. 29. Мощностная диаграмма



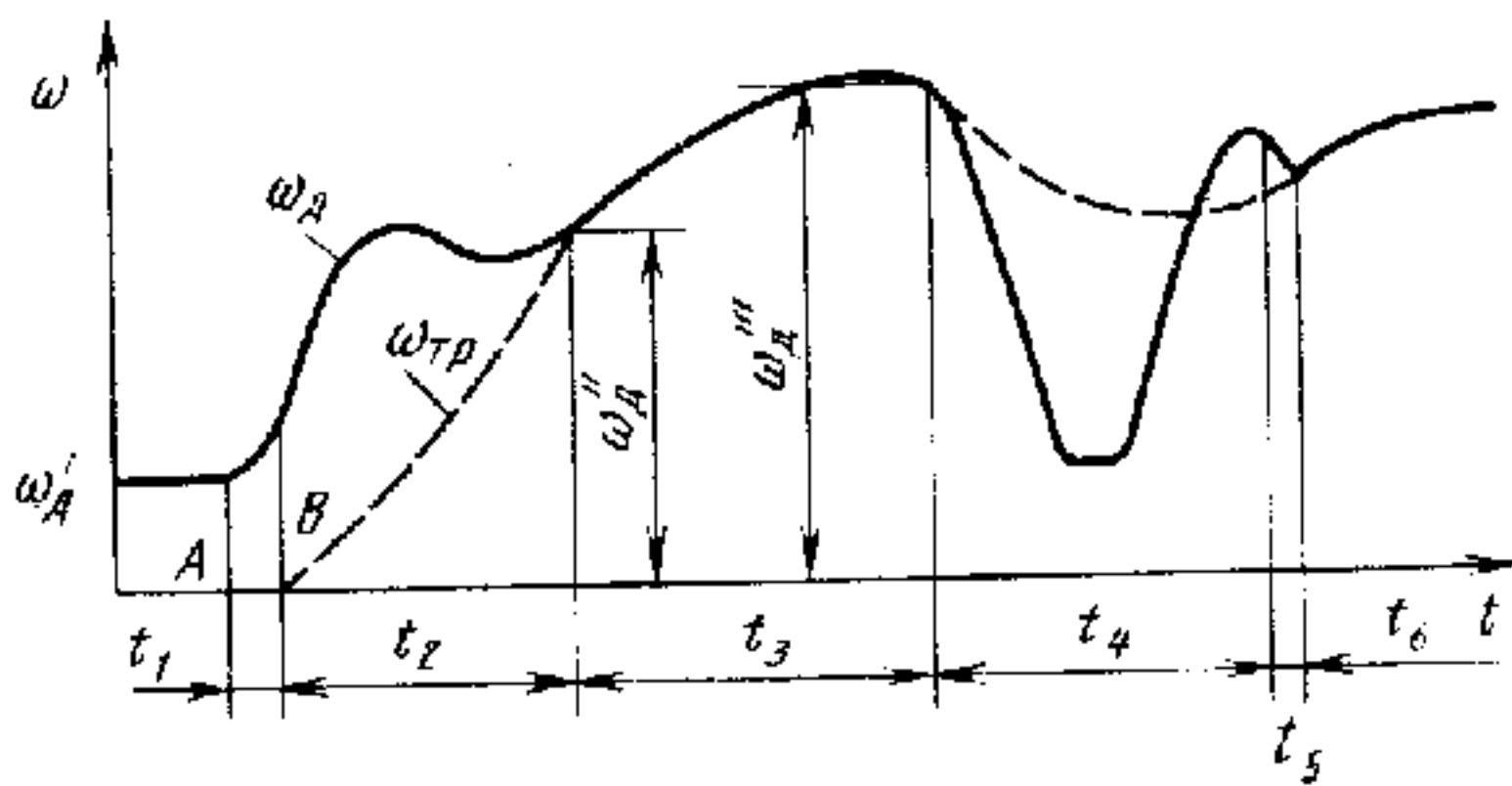


Рис. 30. Изменение угловой скорости  $\omega_d$  при трогании и разгоне машины

времени) сцепление. Начинается процесс буксования сцепления. В точке  $A$  угловая скорость вала двигателя и момент трения сцепления начинают увеличиваться. В точке  $B$  момент трения равен моменту сопротивления движению, приведенному к ведомому валу трансмиссии. С этого времени начинается следующий этап — разгон машины. Угловая скорость  $\omega_{тр}$  вала трансмиссии уже не равна нулю, а постепенно увеличивается. Однако все еще отсутствует жесткая связь вала двигателя и ведомого вала трансмиссии, продолжается буксование сцепления и уравнивание угловых скоростей  $\omega_{тр}$  и  $\omega_d$ . В конце второго этапа буксование сцепления заканчивается, угловая скорость  $\omega_d'' = \omega_{тр}$ , и начинается третий этап — разгон.

Определить крутящие моменты, которые действуют на этапах, предшествовавших разгону, не представляется возможным, поскольку буксование сцепления в основном происходит при неполной и при этом неопределенной подаче топлива в двигатель. Степень подачи топлива, а также интенсивность (темп) включения сцепления субъективно регулирует водитель. Время буксования сцепления  $t_1 + t_2 = 0,5 \dots 4$  с. У тяжелых машин, особенно у автопоездов, это время обычно ближе к нижнему пределу, у легковых автомобилей — ближе к верхнему.

Можно принять, что буксование сцепления происходит за минимально допустимое по условиям нагрева дисков сцепления время, которым в расчетах пренебрегаем. Оно заканчивается при минимально устойчивой угловой скорости (по внешней характеристике).

При достижении либо максимальной угловой скорости вала двигателя  $\omega_d'''$ , либо другой угловой скорости, наиболее рациональной для разгона, водитель выключает сцепление и переключает передачу в коробке передач. В течение времени  $t_4$  машина движется по инерции, а в течение времени  $t_5$  — с пробуксовкой сцепления, но уже при следующей включенной передаче. Далее все повторяется на каждой последующей передаче вплоть до достижения максимальной скорости движения машины, т. е. за время  $t_6$  происходит тот же процесс, что во время  $t_3$ , и т. д.

Определим время разгона машины на основном для каждой передачи этапе, когда вал двигателя жестко связан с валом трансмиссии. Для этого воспользуемся уравнением (21), в котором

$M_d$  выразим в функции скорости движения машины по одной из эмпирических зависимостей, например (18). Однако разгон машины осуществляется при неустановившемся режиме работы двигателя. В этом случае, вследствие влияния инерционности тепловых процессов, различия в наполнении цилиндров (у поршневого двигателя) и некоторых других причин крутящий момент при определенной угловой скорости вала двигателя не равен моменту, соответствующему той же угловой скорости при установившемся режиме. В результате разгон (во всяком случае значительная часть разгона) происходит при работе двигателя по так называемой разгонной характеристике. Как показывают исследования, разгонный крутящий момент, соответствующий этой характеристике,

$$M_{др} = M_d - \lambda_d d\omega_d/dt,$$

где  $\lambda_d$  — коэффициент, характерный для определенного двигателя и изменяющийся с угловой скоростью вала двигателя.

Учитывая также зависимости ряда других слагаемых от скорости, получим:

$$m_M \delta_M dv_M/dt + av_M^2 + bv_M + c = 0, \quad (41)$$

где  $a, b, c$  — коэффициенты, которые в соответствии с формулами (18) и (21) зависят от  $N_{max}, n_N, u_{тр}, c_x, F, r_k, P_{fM}$ .

Решив уравнение (41) относительно производной  $dv_M/dt$ , найдем зависимости ускорения машины от скорости.

Из уравнения (41) может быть выражена и величина

$$dt = m_M \delta_M dv_M / (av_M^2 + bv_M + c).$$

Интегрируя это уравнение, определим время

$$t = m_M \delta_M \int_{v_1}^{v_2} dv_M / (av_M^2 + bv_M + c)$$

или

$$t = \frac{-\delta_M m_M}{\sqrt{b^2 - 4ac}} \ln \left| \frac{2av_M + b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2av_M + b + \sqrt{b^2 - 4ac}} \right|_{v_1}^{v_2}.$$

В связи с тем, что величина  $\delta_M$ , а также коэффициенты  $a, b, c$  зависят от передаточных чисел трансмиссии, время разгона машины вычисляют для каждой передачи отдельно.

Для определения скоростей движения, при которых следует переключить передачи, с тем чтобы время разгона было минимальным, а средняя скорость движения машины, наоборот, большей, построим зависимость  $1/a_M = f(v_M)$  (рис. 31). Как видно, минимальное время разгона машины от скорости  $v_M'$  до  $v_M''$  обеспечивается, если переключение передач осуществляют при скоростях, соответствующих точке А (первый вариант) и точке В (второй вариант). В этих случаях площадь под кривыми  $1/a_M = f(v_M)$ , ограниченная соответствующими ординатами и осью

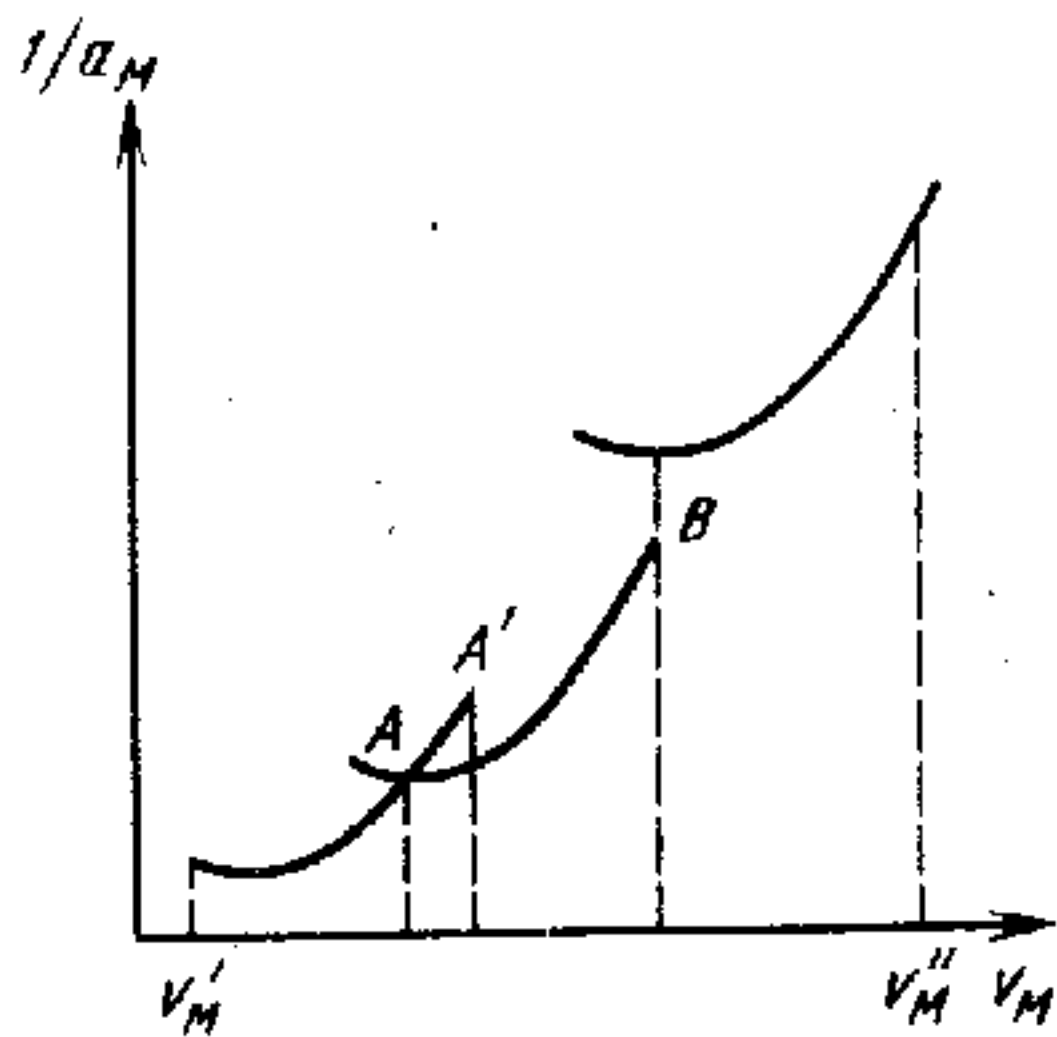


Рис. 31. Выбор моментов переключения передач

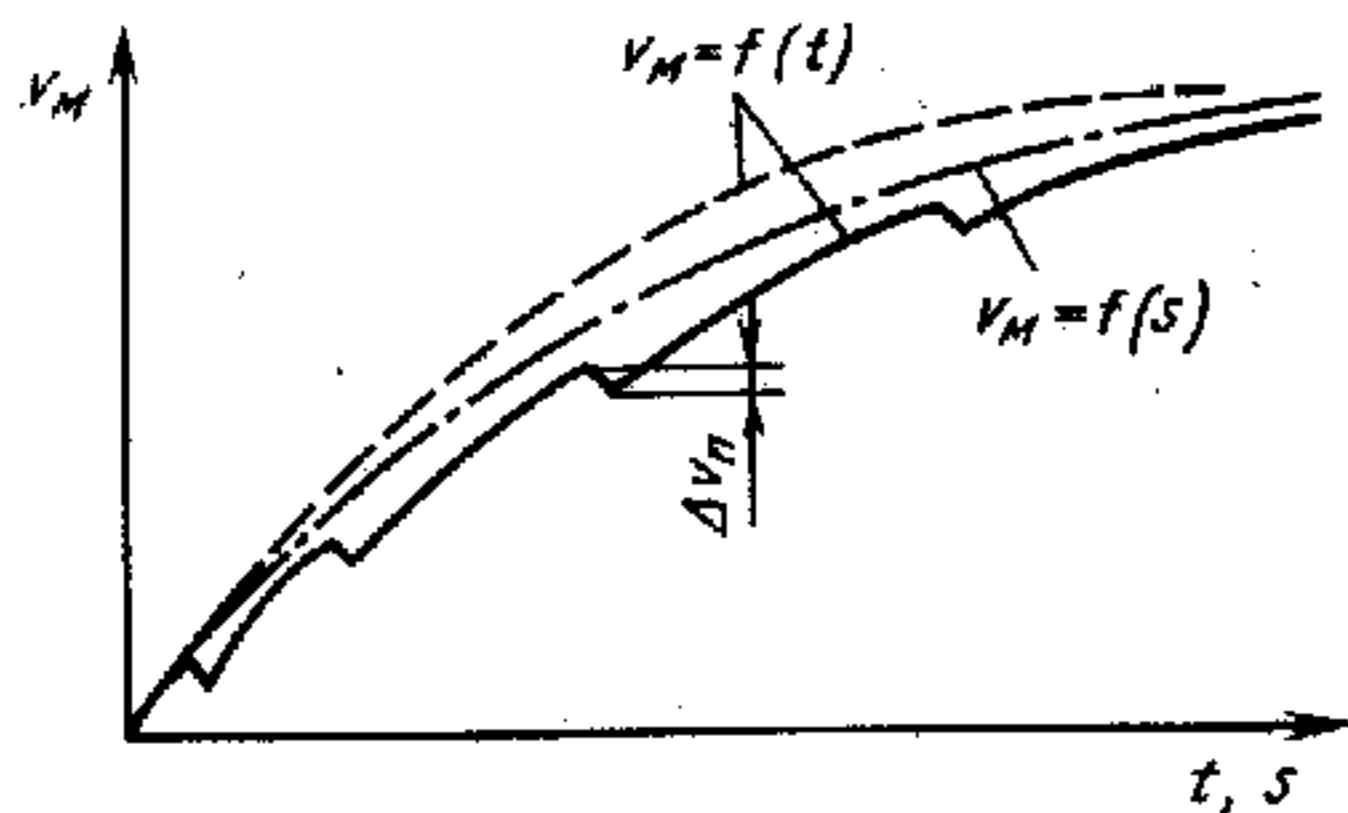


Рис. 32. Скоростная характеристика разгона машины

абсциссе, оказывается минимальной. При первом варианте отсутствует ограничитель максимальной угловой скорости вала, а при втором варианте он имеется.

Скорости, на которых при первом варианте рационально переключать передачи, могут быть определены на основе того, что ускорение  $a_{кк}$  в конце разгона на  $k$ -й передаче равно ускорению  $a_{н(k+1)}$  в начале разгона на  $(k+1)$ -й передаче. Из этого равенства получаем (без учета сопротивления воздуха):

$$D_{k+1}\delta_{mk} - D_k\delta_{m(k+1)} = \psi(\delta_m - \delta_{m(k+1)}).$$

Раскрывая далее величины динамических факторов  $D_k$  и  $D_{k+1}$ , найдем по уравнению (41):

$$\frac{\delta_{mk}}{\delta_{m(k+1)}} (a_k v_{кк}^2 + b_k v_{кк} + c_k) \eta_{тp k} - \frac{\delta_{m(k+1)}}{\delta_{mk}} (a_{k+1} v_{н(k+1)}^2 + b_{k+1} v_{н(k+1)} + c_{(k+1)}) \eta_{тp (k+1)} = \psi(\delta_{mk} - \delta_{m(k+1)}).$$

Приводя подобные члены и имея в виду, что скорость  $v_{кк}$  в конце разгона на  $k$ -й передаче равна скорости  $v_{н(k+1)}$  в начале разгона на  $(k+1)$ -й передаче, получаем:

$$a' v_{кк}^2 + b' v_{кк} + c' = 0,$$

где  $a'$ ,  $b'$ ,  $c'$  — коэффициенты, аналогичные  $a$ ,  $b$ ,  $c$ , но учитывающие также величины  $\delta_m$ .

При найденном по последнему уравнению значении скорости (конечно, положительном) необходимо переключать передачу.

С учетом потери времени на переключение передач и снижения за это время скорости движения, а также для того, чтобы потери времени на разгон были минимальными, начинать переключение передач при отсутствии ограничителя следует на скорости, несколько большей скорости, при которой  $a_{кк} = a_{н(k+1)}$ , т. е. не в точке A (рис. 31), а в точке A'. Смещение должно быть примерно в 2 раза меньше изменения  $\Delta v_n$  скорости движения за время переключения передач, что будет рассмотрено ниже.

Если на двигателе есть ограничитель максимальной частоты вращения  $n_{\max}$  вала двигателя, то скорость, при которой, следует переключать  $k$ -ю передачу на  $(k + 1)$ -ю,

$$v_{kk} = 2\pi n_{\max} r_k / 60 u_{\text{тр } k},$$

где  $u_{\text{тр } k}$  — передаточное число всей трансмиссии на  $k$ -й передаче.

Следует напомнить, что при передаче, на которой происходит трогание с места, скорость движения  $v_M$  должна соответствовать угловой скорости вала двигателя в начале этапа  $t_3$  (рис. 30), и ее можно принимать за минимально устойчивую скорость под нагрузкой. Верхним пределом интегрирования в уравнении, определяющем время разгона при высшей передаче, должен быть  $(0,8 \dots 0,9) v_{\max}$ .

Для анализа тягово-скоростных свойств показательной является не зависимость  $t = f(v_M)$ , а обратная ей, т. е.  $v_M = f(t)$ , называемая скоростной характеристикой разгона (рис. 32).

С учетом неупругого скольжения (в соответствии с рис. 7, кривые 2 и 3), что при значительных продольных силах неизбежно, динамическая характеристика, зависимости  $a_M = f(t)$  и  $v_M = f(t)$  выглядят так, как показано на рис. 28 и 27 штриховыми линиями.

Во многих случаях изменение скорости движения машины целесообразно оценивать в функции пути  $s$ , а не времени движения  $t$ .

Умножив уравнение (41) на  $ds/ds$  и заменив  $ds/dt$  на  $v_M$ , получим следующее уравнение с новой переменной  $ds$ :

$$m_M \delta_m dv_M/ds + av_M^2 + bv_M + c = 0.$$

Решая это уравнение относительно  $ds$ , получаем:

$$ds = m_M \delta_m dv_M / (av_M + b + cv_M^{-1}).$$

Интегрируя это уравнение, можно определить путь, который проедет машина при изменении скорости движения от  $v_1$  до  $v_2$ :

$$S = m_M \delta_m \int_{v_1}^{v_2} dv / (av_M + b + cv_M^{-1}).$$

Зависимости (см. рис. 32) построены лишь для этапов  $t_3$ . Определим теперь время и путь движения машины по инерции на этапе  $t_4$  во время переключения передач. В течение этого времени машина совершает работу по преодолению всех внутренних и внешних сопротивлений за счет кинетической энергии, накопленной к началу этого этапа. Если скорости, при которых началось и закончилось переключение передач, были  $v_{\text{пн}}$  и  $v_{\text{пк}}$ , то можно записать:

$$m_M \delta_m (v_{\text{пн}}^2 - v_{\text{пк}}^2) / 2 = P_c S_{\text{п}}, \quad (42)$$

где  $P_c = P_f + P_h + P_w + P_{\text{п}} + P_{\text{кр}} + P_{\text{хх}}$  — сумма сил сопротивления движению;  $P_{\text{хх}}$  — условная сила, соответствующая

потерям холостого хода;  $P_{\text{хх}} = (\sum M_{\text{тр } j} \mu_{\text{тр } j}) / r_{\text{к}}$ ;  $M_{\text{тр } j}$  — момент сопротивления на холостом ходу (скоростных потерь) в  $j$ -м агрегате трансмиссии;  $S_{\text{ц}}$  — путь движения машины за время переключения передач.

В коэффициенте приведенной массы  $\delta_m$ , определяемом по формуле (20), в данном случае не следует учитывать слагаемое, связанное с инерцией вращающихся частей двигателя, так как они в течение этого времени отсоединены от трансмиссии и колес и их кинетическая энергия не расходуется на преодоление сопротивлений движению.

Переключение передач в коробках передач любого типа осуществляется в течение очень небольшого промежутка времени  $t_{\text{ц}}$  (в с), что видно из приведенных ниже данных:

Коробки передач с неподвижными осями валов, имеющие:

подвижные каретки . . . . .	2 ... 3
зубчатые (кулачковые) муфты . . . . .	2 ... 2,5
то же, с синхронизаторами . . . . .	1,5 ... 2
фрикционные муфты . . . . .	0,2 ... 0,4
автоматизированный механизм . . . . .	1 ... 1,5
Планетарные коробки передач, имеющие:	
тормоза или фрикционные муфты . . . . .	0,3 ... 0,4
автоматизированный механизм . . . . .	0,2 ... 0,3

Примем, что за этот небольшой промежуток времени замедление машины постоянно. Тогда

$$S_{\text{ц}} = (v_{\text{пн}} + v_{\text{пк}}) t_{\text{ц}} / 2. \quad (43)$$

Решив совместно уравнения (42) и (43), найдем величину снижения скорости за время переключения передач:

$$\Delta v_{\text{ц}} = v_{\text{пн}} - v_{\text{пк}} = P_{\text{с}} t_{\text{ц}} / m_{\text{м}} \delta_m.$$

При вычислении величины  $\Delta v_{\text{ц}}$  в процессе разгона на ровной горизонтальной дороге до скоростей движения порядка 50 км/ч

из всех сил сопротивления движению с достаточной для практических расчетов точностью можно учитывать лишь силу  $P_f$ , а для многоприводных колесных машин, особенно с заблокированным приводом, еще и силу  $P_{\text{хх}}$ .

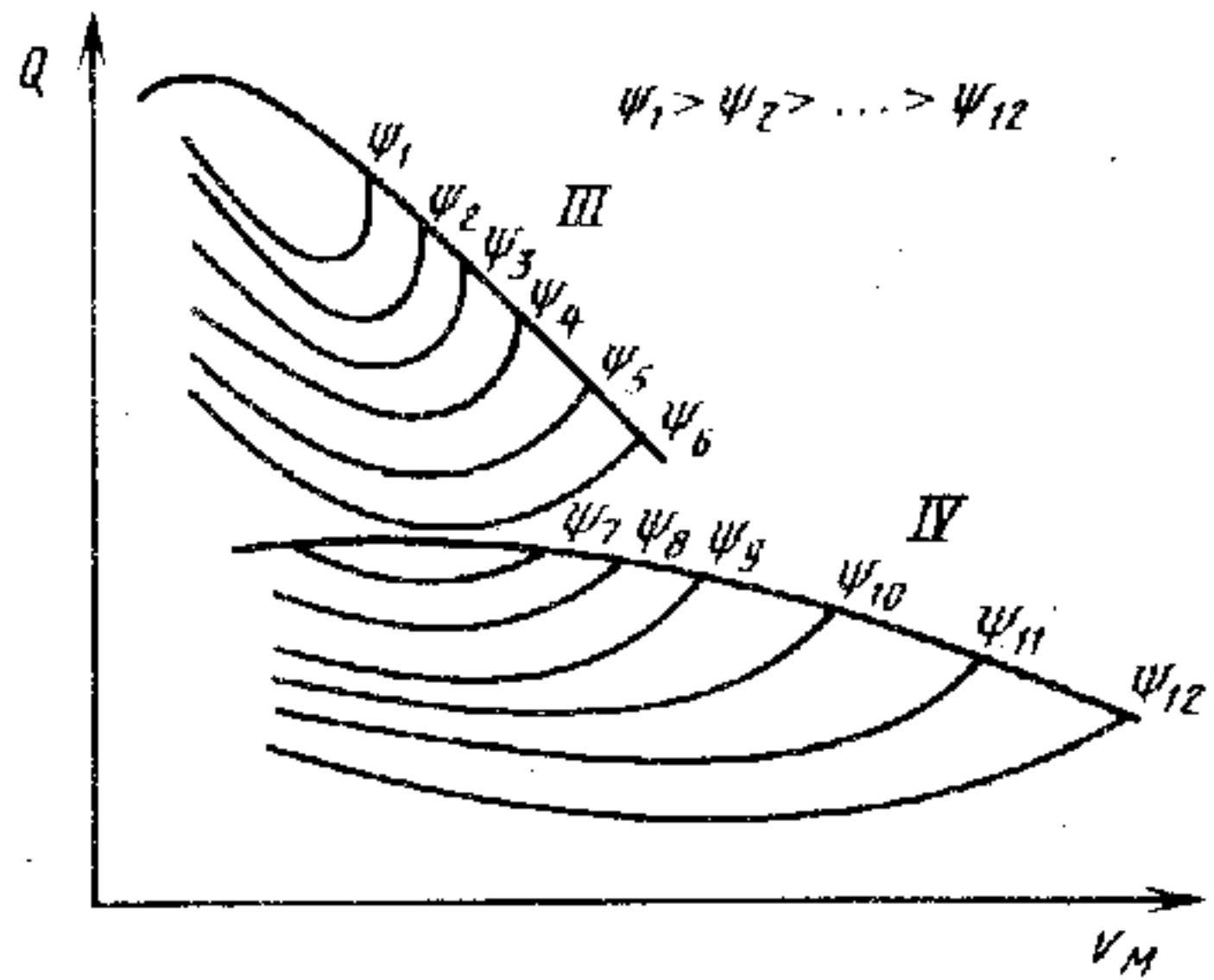
Напомним, что при малых внешних сопротивлениях относительные потери в трансмиссии машины с заблокированным приводом возрастают. В табл. 2 для одной из трехосных машин с заблокированным по каждой стороне приводом колес даны

Т а б л и ц а 2

Характер нагрузки	Средние значения сил сопротивления, Н, при ветвях привода	
	полностью заблокированных	разъединенных
Без груза	2600	2010
С грузом: размещенным равномерно	2760	2640
смещенным назад	2820	2520



Рис. 33. Топливная характеристика машины



средние величины сил сопротивления при движении по инерции на асфальтированной горизонтальной дороге со скоростью 60 км/ч до остановки. Из табл. 2 следует, что сумма сил  $P_c$  больше, чем при разъединенных ветвях привода, на 5 ... 23%. Соответственно такое же различие должно быть и в величинах  $\Delta v_{II}$ .

Однако при разгоне машины по асфальтированной дороге даже с полностью заблокированным приводом абсолютные значения этой величины невелики, они не превышают обычно 1 ... 4 км/ч. Вместе с тем при переключении передач в процессе движения с большим сопротивлением (например, по рыхлому снегу, песку и т. п.) падение скорости за то же время может составить величину, в несколько раз большую, что в некоторых случаях может даже ограничить возможность включения следующей передачи.

Для обеспечения мощности, необходимой, чтобы машина могла двигаться при соблюдении заданных условий, двигатель потребляет определенное количество топлива. Потребление топлива оценивают по путевому расходу, выражаемому в литрах (килограммах) на 100 км проходимого машиной пути.

Топливная экономичность двигателя обычно характеризуется зависимостью удельного  $g_e$  г/(кВт·ч) или часового расхода топлива  $G_e$  г/ч. Тогда путевой расход топлива машиной

$$Q = G_e/v_M = g_e N_{II}/v_M,$$

где  $N_{II} = (N_f + N_w + N_h + N_{кр} + N_{II} + N_a)/\eta_{тр}$ .

Как видно, расход топлива машиной зависит от удельного расхода топлива двигателем, внешних сопротивлений движению, потерь в трансмиссии и системе подпрессоривания, режимов движения — скорости и ускорения. Поэтому оценку топливной экономичности машины производят: а) при установившемся движении по прямой горизонтальной усовершенствованной дороге; б) при движении по дороге с переменным профилем; в) при циклическом движении (разгон—установившееся движение—остановка).

Зависимость расхода топлива от скорости машины при установившемся движении, представленная графически (рис. 33), называется топливной характеристикой.

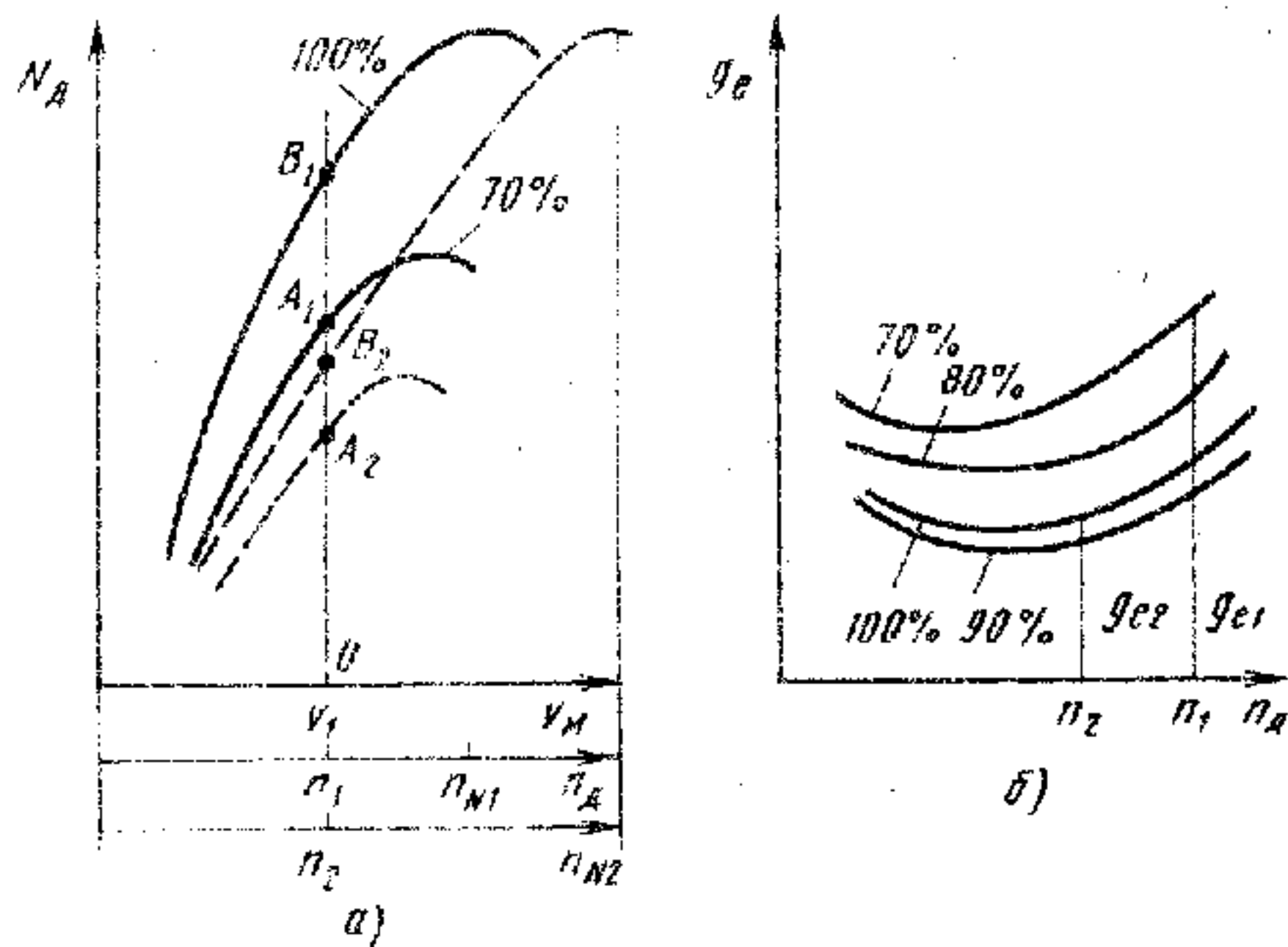


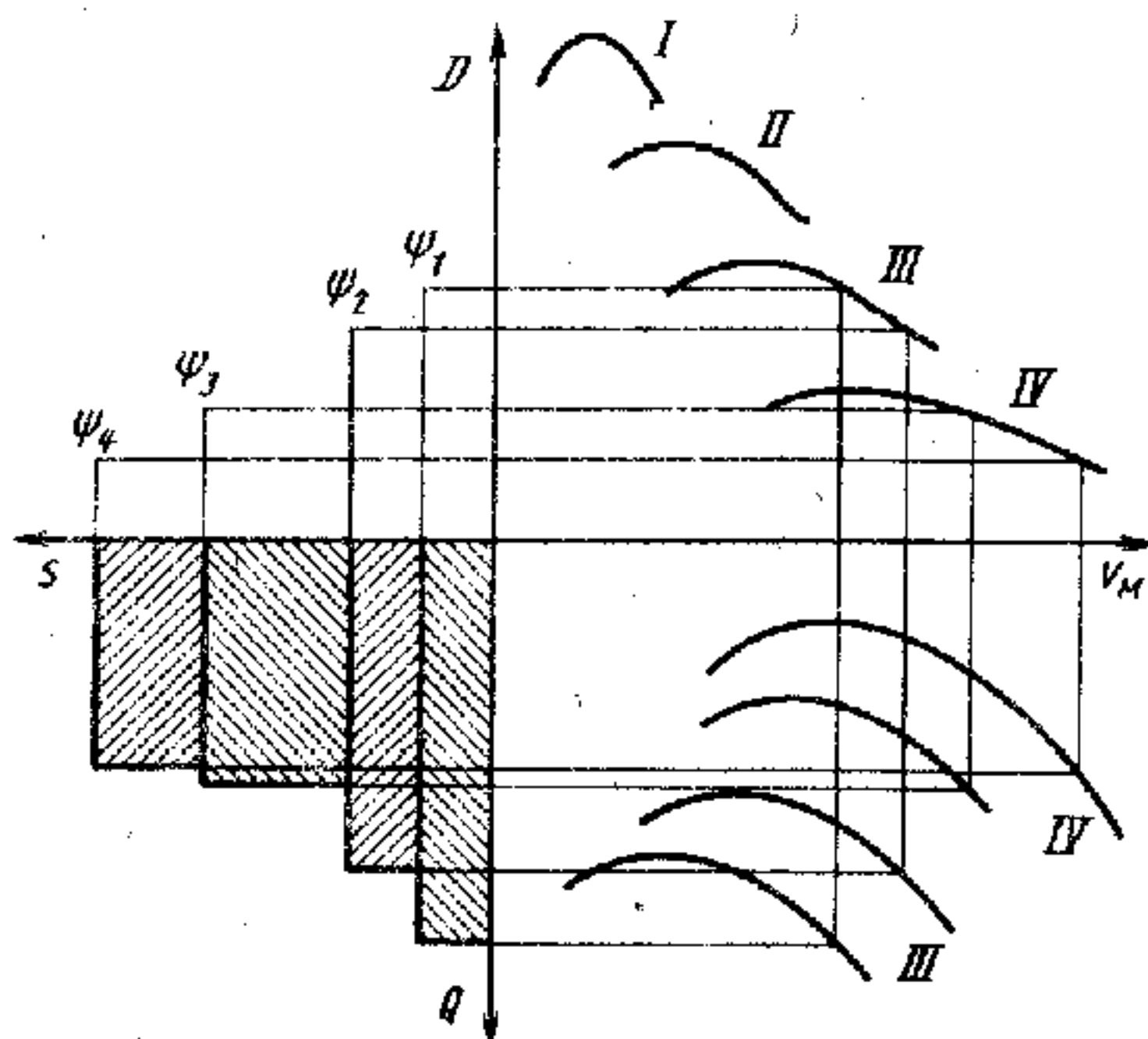
Рис. 34. Нагрузочные характеристики двигателя и удельный расход топлива

Расход топлива при движении с одной и той же скоростью и по той же дороге, но при разных передаточных числах трансмиссии, оказывается разным. Так, если машина движется по определенной дороге со скоростью  $v_1$  (рис. 34, а) и необходимая для ее движения мощность равна  $N_1$ , то при передаточном числе трансмиссии  $u_{тр1}$  (которому соответствует эта кривая) двигатель развивает мощность  $N_1$ , равную  $(OA_1) N_d / OB_1$  при соответствующей частоте  $n_1$  вращения вала двигателя. Если автомобиль движется по той же дороге и с той же скоростью, но при  $u_{тр2} < u_{тр1}$ , то двигатель развивает мощность  $N_1$ , равную  $(OA_2) N_d / OB_2$ , соответствующую частоте  $n_2$  вращения вала двигателя. Удельный расход топлива двигателем в первом случае равен  $g_{e1}$  (рис. 34, б), а во втором  $g_{e2}$ . Не во всем диапазоне изменения нагрузок, но в основном, чем больше относительная (по отношению к максимальной подаче топлива) отдача мощностью двигателем, тем меньше удельный расход топлива. При той же отдаваемой мощности абсолютный расход тоже меньше.

Если известно, как распределяются дорожные сопротивления по длине заданного маршрута и известны нагрузочные характеристики двигателя (см. рис. 34), можно рассчитать расход топлива на отдельных участках и маршруте в целом. Можно сделать подобный расчет и с помощью сопоставления динамической и топливной характеристик (рис. 35). Не учтенными оказываются участки, на которых движение неустановившееся.

Характеристики и показатели тягово-скоростных свойств и топливной экономичности для большинства категорий машин регламентируются определенными документами. Так, в ГОСТ 22576—77 указывается, что определение тягово-скоростных свойств должно

Рис. 35. Определение расхода топлива на заданном маршруте: I—IV — передачи



производиться по скоростной характеристике «разгон — накат», скоростной характеристике разгона на высшей и предшествующей передачах, скоростной характеристике на дороге с переменным продольным профилем, по максимальной скорости, условной максимальной скорости (средней скорости прохождения последних 400 м при разгоне на пути 2000 м), времени разгона на определенных отрезках пути и времени разгона до заданной скорости.

Существуют также документы (например ГОСТ 20306—85 «Топливная экономичность автотранспортных средств»), определяющие нормы расхода топлива.

## § 11. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ С ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЯМИ

При наличии в колесной машине гидродинамической или электрической трансмиссии невозможно рассчитывать тяговую характеристику так, как при механической трансмиссии. Это объясняется тем, что эти трансмиссии, в отличие от механической, не обеспечивают жесткой, однозначной связи вала двигателя с ведущими колесами, при которой величина крутящего момента ведущих колес определяется произведением крутящего момента двигателя на передаточное число трансмиссии (без учета потерь), а угловая скорость колес — делением угловой скорости вала двигателя на то же передаточное число.

**Машины с гидродинамической трансмиссией.** Крутящий момент на валу турбины гидротрансформатора

$$M_T = K_{гт} M_{нз}$$

где  $M_H$  — крутящий момент на валу насоса гидротрансформатора;  $K_{гт}$  — коэффициент трансформации, который является переменной величиной, изменяющейся в зависимости от имеющегося в данный момент времени передаточного отношения  $i_{гт} = \omega_T / \omega_H$ ;  $\omega_T$ ,  $\omega_H$  — угловая скорость соответственно вала турбины и вала насоса.

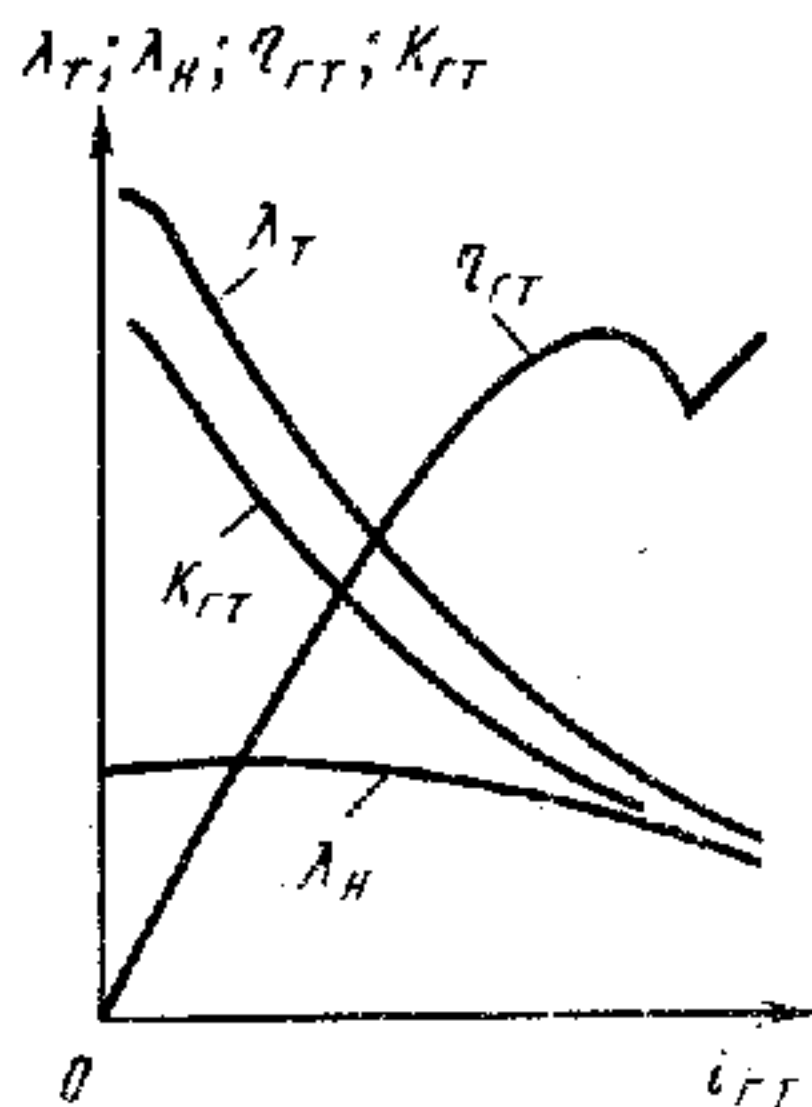


Рис. 36. Безразмерные характеристики гидротрансформатора

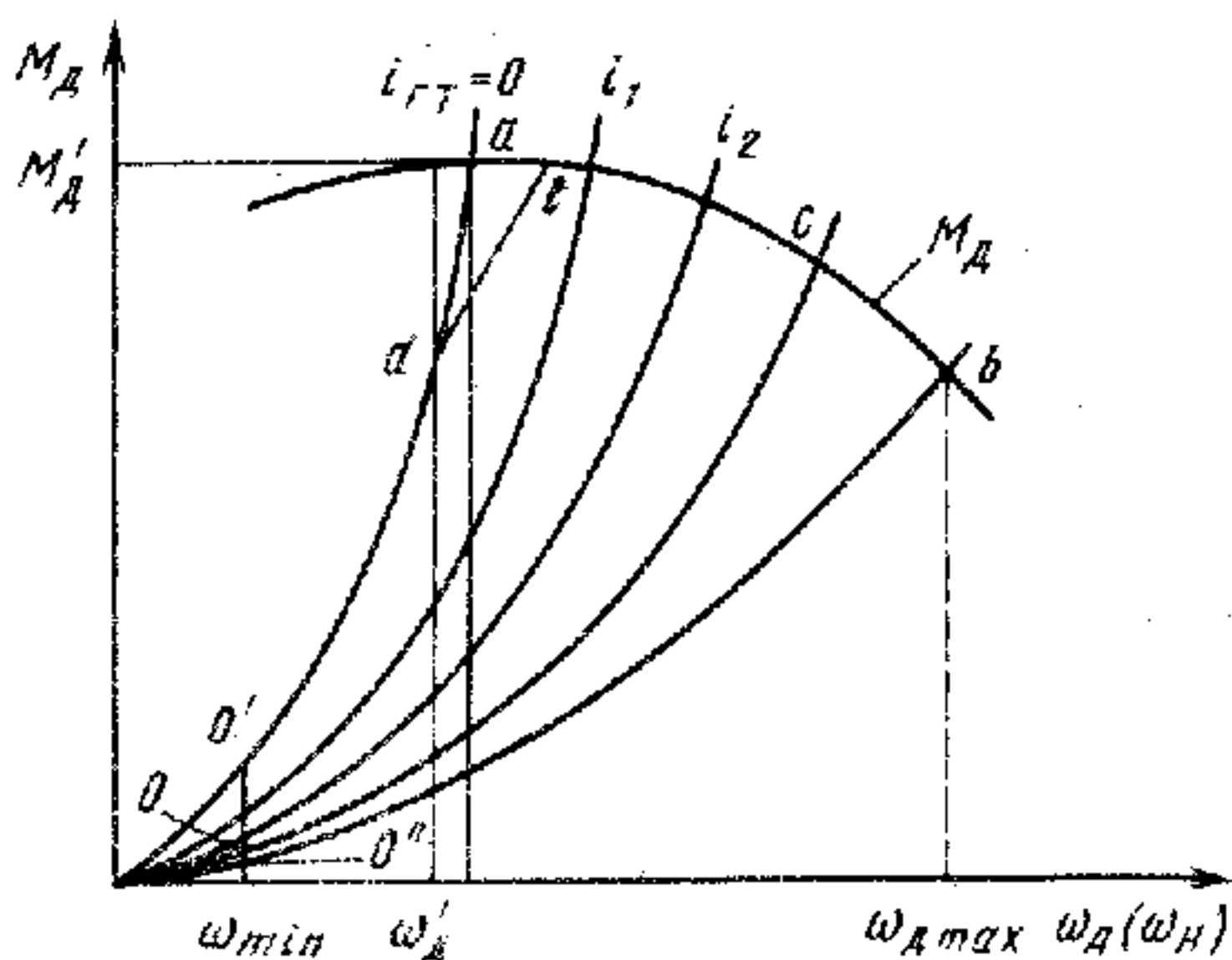


Рис. 37. Совместная работа двигателя и гидротрансформатора

В существующих гидротрансформаторах величина  $K_{GT}$  изменяется в диапазоне от 1 до 3 ... 4. Характер зависимости  $K_{GT} = f(i_{GT})$  показан на рис. 36.

Кроме того, работа гидротрансформатора характеризуется зависимостями:

$$M_H = \lambda'_H \rho_{ж} D_{GT}^5 \omega_H^2; \quad (44)$$

$$M_T = \lambda'_T \rho_{ж} D_{GT}^5 \omega_H^2, \quad (45)$$

где  $\rho_{ж}$  — плотность жидкости, которой заполнен гидротрансформатор;  $\lambda'_H$ ,  $\lambda'_T$  — коэффициенты пропорциональности крутящего момента соответственно на валу насоса и валу турбины;  $D_{GT}$  — активный диаметр насосного и турбинного колес (можно принять наружный или внутренний диаметр, что изменит лишь численную величину коэффициентов  $\lambda'_H$  и  $\lambda'_T$ , но не характер их изменения). Эти коэффициенты зависят от ряда конструктивных и технологических факторов, а также от передаточного отношения. Характер их изменения в зависимости от  $i_{GT}$  также показан на рис. 36.

В связи с тем что в процессе работы гидротрансформатора величины  $\rho_{ж}$  и  $D_{GT}$  не изменяются, выражения (44) и (45) можно несколько упростить:

$$M_H = \lambda_H \omega_H^2; \quad (46)$$

$$M_T = \lambda_T \omega_H^2, \quad (47)$$

где  $\lambda_H = \lambda'_H \rho_{ж} D_{GT}^5$  и  $\lambda_T = \lambda'_T \rho_{ж} D_{GT}^5$ .

Зависимость момента  $M_H$  от угловой скорости  $\omega_H$  при различных значениях  $i_{GT}$  называют нагрузочной характеристикой гидротрансформатора.

В подавляющем большинстве случаев в колесных машинах применяют комплексные гидротрансформаторы, обеспечивающие также возможность работы и в режиме гидромукты.

Одним из свойств гидротрансформатора является прозрачность, характеризующая его способность передавать первичному двигателю изменение нагрузки на валу турбины. Это свойство оценивается коэффициентом прозрачности  $\Pi = \lambda_{\text{во}}/\lambda_{\text{нм}}$ , где  $\lambda_{\text{во}}$ ,  $\lambda_{\text{нм}}$  — коэффициенты крутящего момента при  $i_{\text{рт}} = 0$  и при величине  $i_{\text{рт}}$ , соответствующей переходу гидротрансформатора в режим работы гидромукты.

Для расчета тяговой скоростной характеристики машины с гидротрансформатором необходимо прежде всего определить параметры совместной работы гидротрансформатора и двигателя. На рис. 37 показана скоростная характеристика двигателя и нагрузочная характеристика гидротрансформатора. Точки пересечения кривых изменения крутящего момента двигателя с кривыми нагрузочной характеристики определяют параметры совместной работы гидротрансформатора и двигателя.

При работе двигателя по внешней характеристике эти точки при различных значениях  $i_{\text{рт}}$ , изменяющихся от 0 приблизительно до 1, располагаются на кривой  $ab$ . Если двигатель работает и на частичных нагрузках, точки, характеризующие параметры совместной работы, располагаются в области  $O'abO''$ .

«Непрозрачный» гидротрансформатор ( $\Pi = 1$ ) может работать только в соответствии с кривой  $Oc$ .

В начальный период, предшествующий троганию машины с места, угловая скорость вала двигателя и насоса увеличивается (вследствие увеличения подачи топлива и мощности двигателя) от минимально устойчивой величины  $\omega_{\text{мин}}$  с одновременным увеличением крутящего момента двигателя и насоса по кривой  $O'd$ . Суммарный крутящий момент колес будет также возрастать в соответствии с зависимостью

$$M_{\text{нз}} = M_{\text{т}} u_0 \eta_{\text{тоз}}$$

где  $u_0$ ,  $\eta_{\text{то}}$  — передаточное число и КПД трансмиссии на участке от вала турбины до ведущих колес.

Момент  $M_{\text{т}}$  может быть определен по зависимостям (44)—(47) при значении  $i_{\text{т}} = 0$ .

Когда крутящий момент окажется достаточным, машина тронется с места, частота вращения  $n_{\text{т}}$  вала турбины, а следовательно, и величина  $i_{\text{т}}$  перестанут быть равными нулю, и совместная работа трансформатора и двигателя будет определяться кривой  $de$ .

Если предположить, что подача топлива с самого начала максимальная, т. е. так же, как и при расчете тяговой характеристики машины с механической передачей, считать, что двигатель работает только по внешней характеристике, то трогание машины с места произойдет при угловой скорости вала двигателя  $\omega_{\text{д}}$  и соответствующем ей крутящем моменте  $M'_{\text{д}}$ . Крутящие моменты на валах турбины и колес будут определяться по тем же зависимостям, но численно будут больше, чем при частичных характеристиках.



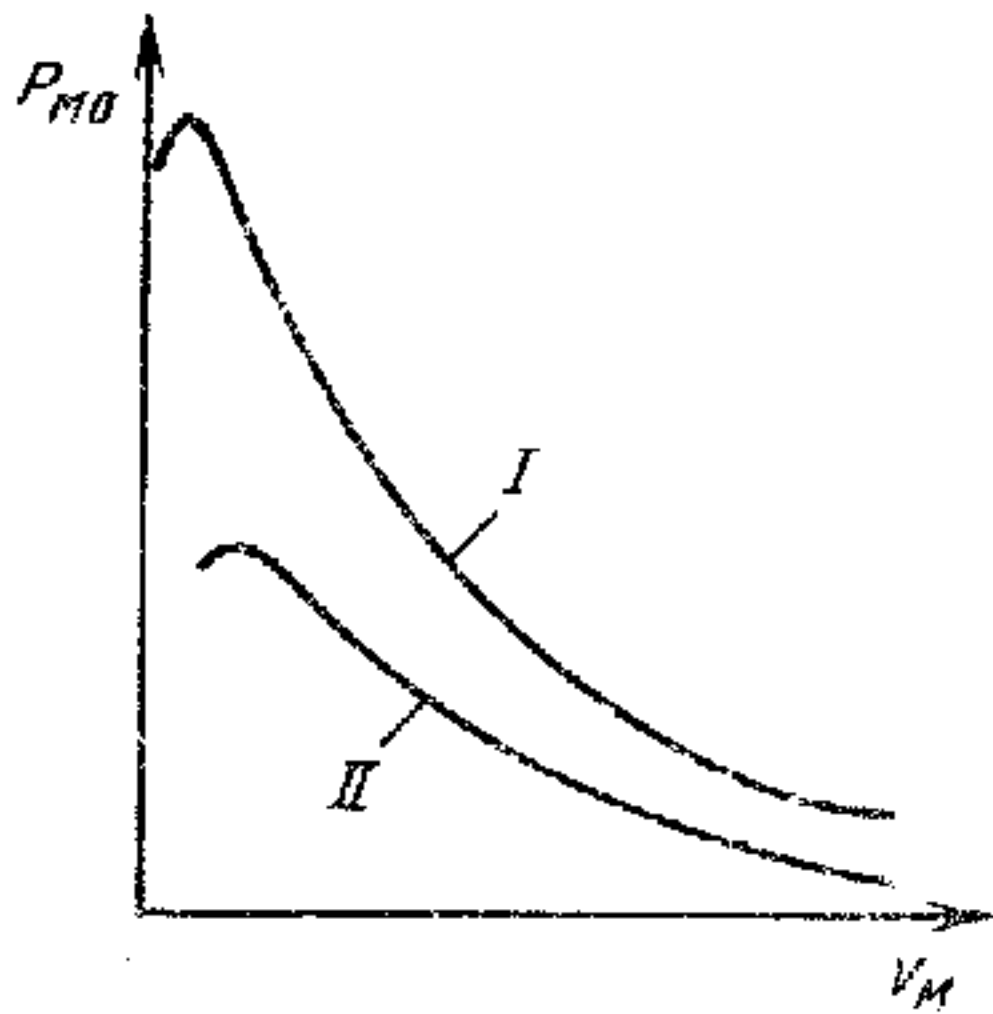


Рис. 38. Тяговая характеристика машины с гидротрансформатором:

I и II — передачи механической коробки передач

При увеличении скорости движения машины и соответственно угловой скорости  $\omega_T$  величина  $i_{гт}$  может изменяться в пределах от 0 до приблизительно 1. Для определения крутящих моментов  $M_{кз}$  и  $M_T$  необходимо в этих случаях задавать различные значения  $i_{гт}$ , определять соответствующие им значения  $\lambda_H$

или  $\lambda'_H$ . Далее можно вести расчет либо графоаналитическим, либо чисто аналитическим методом.

При первом методе должны быть совместно построены нагрузочные характеристики гидротрансформатора при выбранных значениях  $i_{гт}$  и внешняя скоростная характеристика двигателя. Точка пересечения этих характеристик при данной величине определяет значения  $M_H$  и  $\omega_H$ . Для этой же величины  $i_{гт}$  находят по характеристике значения  $\lambda_T$  или  $K_{гт}$ , а по формулам (44)—(47) — крутящий момент  $M_{кз}$  и затем — окружную силу машины  $P_{мо}$ . Скорость движения машины, соответствующую найденной величине  $M_{кз}$ , определяют по формуле

$$v_m = r_H \omega_H i_{гт} / u_0 = 2\pi r_H n_H i_{гт} / u_0.$$

Таким образом определяют крутящий момент, тяговую силу и скорость движения машины для каждого выбранного значения  $i_{гт}$ .

При аналитическом методе параметры совместной работы гидротрансформатора и двигателя вычисляют при решении уравнений типа (18) и (46), описывающих работу двигателя и насоса гидротрансформатора соответственно. По вычисленным значениям  $M_H$  и  $\omega_H$  дальнейший расчет и построение графической зависимости полной окружной силы машины  $P_{мо}$  (рис. 38) производится так же, как и при предыдущем методе.

На основе тяговой характеристики методом, аналогичным применяемому при механической трансмиссии, строят динамическую характеристику машины с гидродинамической трансмиссией.

Однако для машины с гидротрансформатором иначе определяют значение коэффициента приведенной массы. Так, у машины, снабженной «непрозрачным» гидротрансформатором, при расчете коэффициента  $\delta_m$  следует учитывать только массы, жестко связанные с турбиной и всеми остальными вращающимися с переменной скоростью деталями трансмиссии и колесами. Это положительно отражается на разгоне машины. При наличии «прозрачного» гидротрансформатора угловая скорость вала двигателя и

насоса в процессе разгона увеличивается в показанных на рис. 37 пределах от  $\omega'_д$  до  $\omega_{д\max}$ .

Для такого гидротрансформатора крутящий момент, снимаемый с вала насоса,

$$M_H = M_{ДВ} - I_H d\omega_H/dt,$$

где  $I_H$  — момент инерции насоса и жестко соединенных с ним деталей двигателя.

Крутящий момент, подведенный к колесу турбины,

$$M'_T = M_H K_{ГТ}.$$

Крутящий момент, снимаемый с вала турбины,

$$M_T = M_H K_{ГТ} - I_T d\omega_T/dt,$$

где  $I_T$  — момент инерции турбины и жестко соединенных с ней деталей.

Крутящий момент колес

$$M_{к\kappa} = M_{Д} K_{ГТ} u_0 \eta_{ТР} - I_H K_{ГТ} u_0 \eta_{ТР} d\omega_H/dt - I_T u_0 \eta_{ГТ} d\omega_T/dt - \sum_{i=1}^{2p} I_{к} d\omega_{к}/dt, \quad (48)$$

где  $p$  — число ведущих осей.

Угловое ускорение вала турбины

$$d\omega_T/dt = u_0 dv_M/dtr_{к}. \quad (49)$$

Угловое ускорение вала насоса

$$d\omega_H/dt = \frac{d\omega_H}{dv_M} \frac{dv_M}{dt} = \frac{d\omega_H}{d\omega_T} \frac{dv_M}{dt} \frac{u_0}{r_{к}}. \quad (50)$$

Подставив уравнения (49) и (50) в уравнение (48), получаем:

$$M_{к\kappa} = M_{Д} K_{ГТ} u_0 \eta_{ТР} - \frac{dv_M}{dt} \left( I_H \frac{K_{ГТ} u_0^2 \eta_{ТР}}{r_{к}} \frac{d\omega_H}{d\omega_T} + I_T \frac{u_0^2 \eta_{ТР}}{r_{к}} + \frac{\sum_{i=1}^{2p} I_{к}}{r_{к}} \right).$$

Если учесть еще момент, затрачиваемый на разгон неведущих колес, и силу, затрачиваемую на разгон поступательно движущихся масс машины, то тем же способом, как указано в § 7, получаем выражение для коэффициента приведенной массы машины при наличии «прозрачного» гидротрансформатора:

$$\delta_m = 1 + I_H \frac{K_{ГТ} u_0^2 \eta_0}{m_M r_{к}^2} \frac{d\omega_H}{dt} + I_T \frac{u_0^2 \eta_0}{m_M r_{к}^2} + \sum_{i=1}^{2n} I_{к} \frac{1}{m_M r_{к}^2}.$$

Для машины с «непрозрачным» гидротрансформатором коэффициент  $\delta_m$  определяется без второго слагаемого, так как у такого гидротрансформатора  $d\omega_H/dt = 0$ .

Коэффициент  $\delta_m$  «прозрачного» гидротрансформатора — величина переменная не только в зависимости от передаточного числа механической передачи гидромеханической коробки передач, но и от скорости движения машины в пределах одной передачи, так как отношение  $d\omega_H/dt$  изменяется с изменением величины  $\omega_T$ , а значит, и скорости движения машины.

У машины с гидротрансформатором\* угловая скорость вала двигателя возрастает медленнее, чем при механической трансмиссии, следовательно, коэффициент  $\delta_m$  у такой машины меньше, чем у такой же машины без гидротрансформатора.

При расчете тягово-скоростных свойств машины с гидротрансформатором необходимо учитывать особенность изменения КПД гидротрансформатора. Как известно, последний определяется по формуле

$$\eta_{гт} = N_T/N_H = M_T\omega_T/M_H\omega_H = K_{гт}i_{гт},$$

где  $N_T$  и  $N_H$  — мощность на валу турбины и насоса, соответственно.

При малых значениях  $K_{гт}$  или  $i_{гт}$  КПД гидротрансформатора мал, значительная часть мощности, подводимой к насосу, превращается в тепло. В связи с этим длительная работа гидротрансформатора должна быть ограничена достаточно высокими величинами  $\eta_{гт} = 0,6 \dots 0,7$ .

**Машины с электрической трансмиссией.** Электрические трансмиссии наиболее целесообразны для большегрузных и многоосных колесных машин. Возможно применение в машине одного или нескольких электродвигателей. Для многоосных машин наиболее рациональным является применение мотор-колес. Трансмиссия может питаться постоянным, переменным-постоянным и переменным током. Не приводя подробного анализа преимуществ и недостатков каждого из вариантов электрических трансмиссий, рассмотрим лишь, как строится тяговая характеристика при электрической трансмиссии.

Примем, что генератор полностью соответствует первичному (тепловому) двигателю, его мощность равномерно потребляется электродвигателями, установленными в каждом из колес машины, а их расчетная (допустимая) мощность больше (с учетом КПД) или равна максимальной мощности генератора. Предполагается, что в машине с электрической трансмиссией первичный двигатель работает при постоянной мощности, в частном, но наиболее оптимальном случае — при максимальной мощности  $N_{д\max}$ .

Предельная мощность, подводимая к ведущим колесам, может быть определена из выражения

$$N_{н\text{ пр}} = N_{д\max} \eta_{гг} \eta_{гс} \eta_{эд} \eta_{рд} \beta_{всп},$$

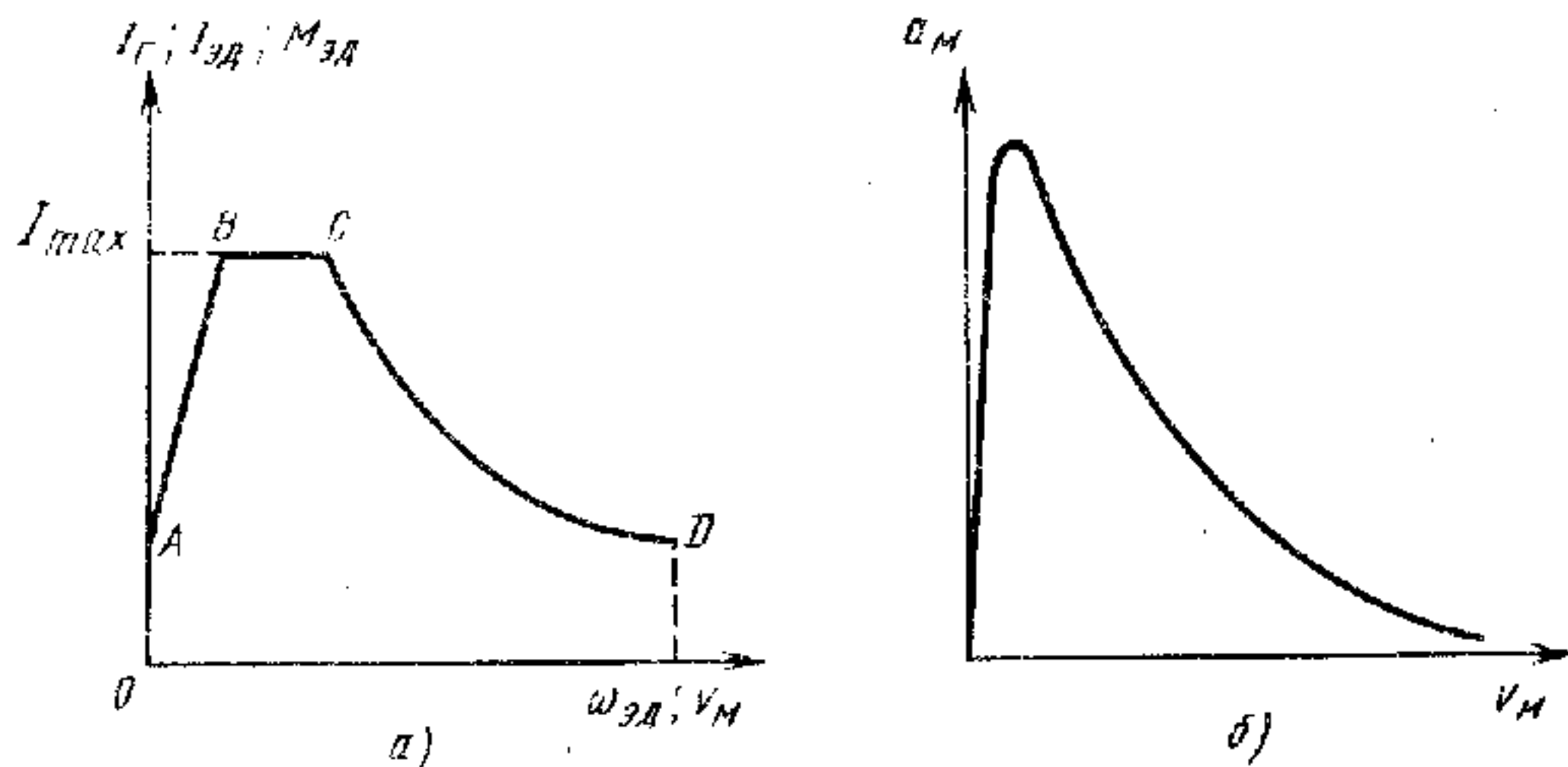


Рис. 39. Характеристики машины с электротрансмиссией

где  $\eta_{рр}$  — КПД редуктора генератора;  $\eta_r$  — КПД генератора;  $\eta_c$  — КПД статического преобразователя (тиристорного регулятора, выпрямителя, преобразователя частоты);  $\eta_{эд}$  — КПД электродвигателя;  $\eta_{рд}$  — КПД редуктора мотор-колеса;  $\beta_{всп}$  — коэффициент (меньше единицы), учитывающий затраты мощности на привод вспомогательного оборудования (отбор мощности).

При изменении режимов работы машины КПД  $\eta_r$  и  $\eta_{эд}$  изменяются. Так, с увеличением крутящего момента величина  $\eta_{эд}$  снижается от 0,88 ... 0,9 до 0,7 ... 0,8. Аналогично изменяется КПД  $\eta_r$ , оставаясь несколько более высоким.

Если технические характеристики всех агрегатов неизвестны, можно для проекровочного расчета принять все коэффициенты постоянными. При этом для систем постоянного и переменного тока средние величины КПД генератора и двигателя принимаются равными их значениям, соответствующим длительной работе, а в системах переменного тока — на 0,02 ... 0,03 меньше, чтобы учесть большее снижение их КПД при перегрузках.

Если снимаемая с первичного двигателя мощность и КПД постоянны, то тяговая характеристика машины имеет вид гиперболы (рис. 39, а).

Максимальная сила тяги ограничивается при электротрансмиссии максимально допустимой силой тока  $I_{max}$ , а максимальная скорость — максимальным напряжением.

Характеристика разгона (зависимость скорости от времени разгона) определяется для машины с электротрансмиссией следующим образом.

В начальной стадии, предшествующей троганию, первичный двигатель работает на холостом ходу. При увеличении частоты вращения вала теплового (первичного) двигателя мощности последнего и соединенного с ним генератора увеличиваются. Увеличивается и ток  $I_r$  генератора, а также ток  $I_{эд}$ , поступающий в электродвигатели (участок OA рис. 39, а). В соответствии с этим возрастает крутящий момент  $M_{эд}$  электродвигателей. Когда сум-

марный момент электродвигателей достигнет величины, достаточной для преодоления сопротивления движению, машина трогается (точка  $A$ ).

При дальнейшем увеличении мощности первичного двигателя возрастает ток в системе и одновременно напряжение, а значит, крутящий момент и частота вращения валов электродвигателей и скорость движения машины  $v_m$  (участок  $AB$ ). По достижении силы тока  $I_{\text{max}}$ , ограничиваемой регулятором, возрастает только напряжение, частота вращения валов электродвигателей и скорость движения машины до достижения максимальной мощности генератора увеличивается, что соответствует точке  $C$ . Далее первичный двигатель и генератор работают при постоянной мощности, а крутящий момент электродвигателей изменяется приблизительно по гиперболе (участок  $CD$ ).

Зная изменение крутящего момента электродвигателей в функции частоты вращения их валов, можно по известным формулам построить зависимость ускорения  $a_m$  от скорости машины и скорости от времени разгона. Например, зависимость ускорения от скорости машины с электротрансмиссией выглядит так, как изображено на рис. 39, б.

## § 12. ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ ЗАДАННЫЕ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ СВОЙСТВА

Из приведенных выше зависимостей видно, что на тягово-скоростные свойства и расход топлива существенное влияние оказывают многие конструктивные параметры машины. Рассмотрим основные из них.

**Удельная мощность  $N_{\text{уд}}$ .** С увеличением удельной мощности, т. е. отношения мощности двигателя к полной массе машины (кВт/т) большинство показателей тягово-скоростных свойств улучшается, а лучшие показатели топливной экономичности соответствуют определенному значению  $N_{\text{уд}}$  (рис. 40).

**Характеристика двигателя.** Чем больше максимальная мощность двигателя, тем выше могут быть тягово-скоростные свойства машины. Однако при их определении надо учитывать протекание зависимости мощности двигателя от частоты вращения его выходного вала. Так, с двигателями, имеющими одинаковую максимальную мощность, но различные по форме характеристики 1 и 2 (рис. 41), одна и та же машина будет обладать разными свойствами. Если максимальные скорости  $v_{\text{max1}}$  и  $v_{\text{max2}}$  машины почти одинаковы, то мощности, которые могут быть использованы для разгона, а следовательно, и ускорения при разгоне, пропорциональные ординатам между кривыми 1, 2 и кривой мощности сопротивлений  $\sum N_{\text{сопр}}/\eta_{\text{тр}}$ , на той же дороге различны. Учитывая это, можно заключить, что двигатель, имеющий характеристику 2



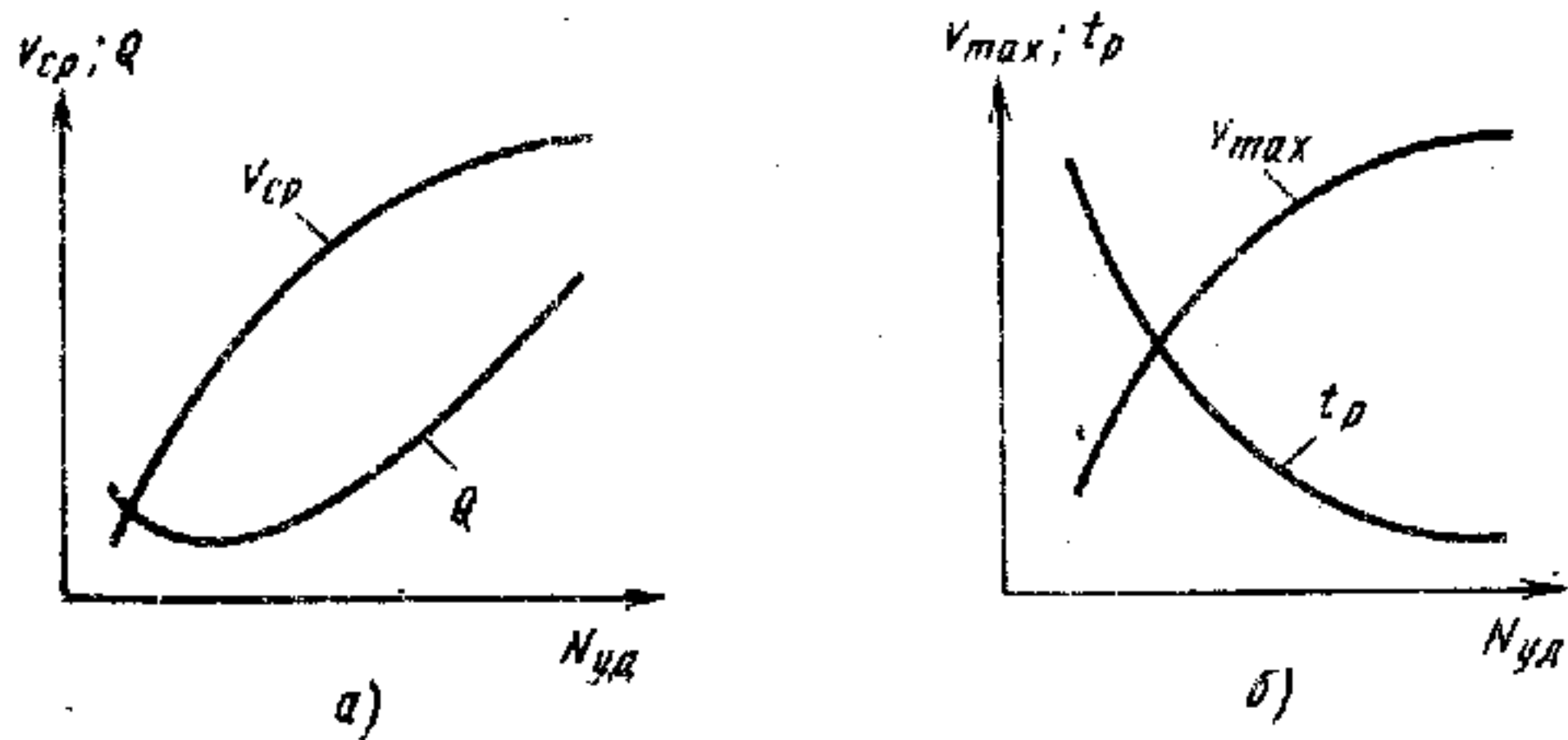


Рис. 40. Влияние удельной мощности на среднюю  $v_{cp}$  и максимальную  $v_{max}$  скорость, расход топлива  $Q$  и время разгона  $t_p$

(обычно газотурбинный двигатель и поршневой с наддувом), обеспечивает машине лучшие тягово-скоростные свойства.

Для компенсации недостатка характеристики  $I$ , которая практически отражает внешнюю скоростную характеристику поршневого двигателя внутреннего сгорания, служит, как известно, коробка передач. При различных передаточных числах в ней (или в других редукторах трансмиссии) кривые  $I$  приобретают вид кривых  $I, II$  и т. д. Это позволяет полностью использовать мощность двигателя при движении на малых и средних скоростях, но за счет введения дополнительного агрегата и усложнения управления машиной.

Прямая  $3$  представляет собой «идеальную» характеристику. К ней может приблизиться характеристика любого первичного двигателя в сочетании с трансмиссией, имеющей бесконечно большое число передач.

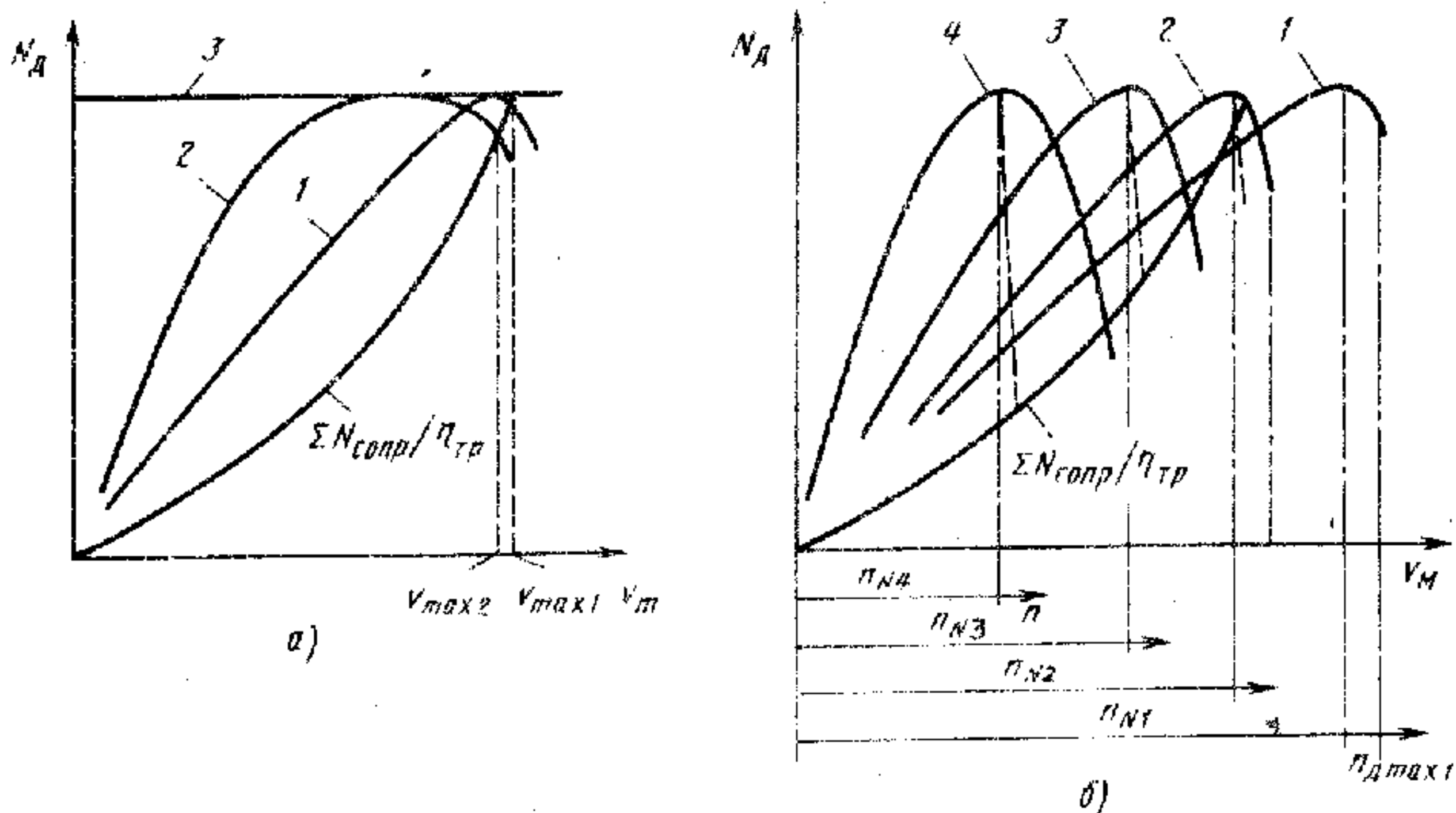


Рис. 41. Графики мощностного баланса:

$a$  — при различных характеристиках двигателя;  $b$  — при различных передаточных числах

**Число передач в коробке передач.** Условно примем, что изменение всех передаточных отношений осуществляется лишь в коробке передач, хотя возможно применение делителей, главных передач и колесных редукторов с изменяемым передаточным отношением.

Рис. 27 иллюстрирует повышение тягово-скоростных свойств машины с увеличением числа передач. Предположим, что при одинаковом диапазоне в одной коробке передач имеются пять передач I—V, а в другой (для такой же машины) — две передачи I' и II". Примем также, что передаточные числа  $u_1$  и  $u'_1$  первой передачи равны и в двухступенчатой коробке передаточное число  $u''_1$  второй передачи совпадает с передаточным числом  $u_1$  пятиступенчатой коробки. Машина с пятиступенчатой коробкой передач может преодолевать сопротивления, характеризуемые, например, коэффициентом сопротивления движению  $\psi_1$ , со скоростью  $v_1$  при включенной второй передаче  $u''_1$ , а с двухступенчатой коробкой передач — лишь при включенной первой передаче  $u'_1$  (правда, при частичной подаче топлива) со скоростью  $v'_1 < v_1$ .

Поставим обратную задачу: каким динамическим фактором обладает при скорости  $v_2$  машина с разным числом передач? Ответ, как видно из рис. 27, снова в пользу коробки с большим числом передач ( $D'_2 < D_2$ ). Наилучшие тягово-скоростные свойства обеспечивает бесступенчатая коробка передач с бесконечно большим числом передач. Однако не следует забывать о потере времени на переключение при наличии механических коробок передач и относительно низком КПД при наличии гидравлических и электрических трансмиссий.

**Тип трансмиссий.** Из рассмотренного выше влияния числа передач выявляется и роль типа трансмиссии в обеспечении тягово-скоростных свойств машины. Так, по своим характеристикам гидравлическая и электрическая трансмиссия могли бы обеспечить машине лучшие тягово-скоростные свойства. Но вследствие более низких КПД в сравнении с механическими трансмиссиями эти преимущества пока использовать трудно.

**Наибольшее передаточное число трансмиссии.** От передаточного числа  $u_{\text{тр max}}$ , равного произведению наибольших передаточных чисел всех редукторов трансмиссии (включая и коэффициент трансформации, если применяется гидравлическая или электрическая трансмиссия), зависит наибольший крутящий момент, а следовательно, и сила тяги ведущих колес.

**Наименьшее передаточное число трансмиссии  $u_{\text{тр min}}$ .** Максимальная скорость

$$v_{\text{max}} = 0,377 n_{\text{д max}} r_{\text{к}} / u_{\text{тр min}} \text{ км/ч,}$$

где  $n_{\text{д max}}$  — максимальная, допустимая по техническим условиям частота вращения вала двигателя (для двигателей с регуляторами

частоты, ограничиваемая регулятором);  $n_{д\ max}$  определяется в  $\text{мин}^{-1}$ ,  $r_k$  — в м.

Таким образом, чем меньше величина  $u_{тр\ min}$ , тем выше максимальная скорость машины, но при условии, что двигатель работает при этом с частотой не менее  $n_N$ , т. е. не на возрастающей, а на ниспадающей ветви (рис. 41, б) характеристики без регулятора или на регуляторной (штриховая линия) характеристике (например, дизель с регулятором). На рис. 41, б скоростные характеристики построены для одной и той же машины, но с разными минимальными значениями  $u_{тр}$ , причем кривая 1 относится к наименьшему значению, а кривая 4 — к наибольшему.

Как видно, максимальная скорость оказывается у машины с характеристикой 2, а машина с характеристикой 1, хотя и могла бы иметь наибольшую скорость, так как при той же частоте вращения  $n_{д\ max}$  колеса ее могут вращаться быстрее, но мощности двигателя при этой скорости не хватает.

**Передаточные числа промежуточных передач.** Эти передаточные числа в коробке передач — так называемый ряд передаточных чисел — оказывают основное влияние на время разгона машины в различных интервалах скорости, на скорость преодоления различных (кроме максимальных) сопротивлений, т. е. в итоге на среднюю скорость движения.

Анализ влияния конструктивных параметров на тягово-скоростные свойства и топливную экономичность колесной машины позволяет не только оценить эти свойства у существующей машины, т. е. произвести поверочный тяговый расчет, но и выполнить проектовый тяговый расчет, задачей которого является определение основных параметров двигателя, трансмиссии и колесного движителя с целью обеспечения тягово-скоростных свойств, предусматриваемых техническим заданием на проектирование машины.

Для выполнения тягового расчета должны быть заданы:

1. Назначение и тип машины (например, легковая или грузовая, специальная или многоцелевая, дорожная или внедорожная и т. д.).

2. Масса  $m_{гр}$  полезного груза (для тягача — еще полная масса прицепа с грузом).

3. Максимальная скорость  $u_{max}$  движения машины (автопоезда).

4. Предельные сопротивления или другие соответствующие показатели: максимальный преодолеваемый подъем  $\alpha_{max}$ , наибольшее тяговое усилие на крюке  $P_{кр\ max}$ , наименьшее время разгона до заданной скорости  $t_{р\ min}$ , наибольшее ускорение и т. д.

В некоторых случаях могут быть заданы и другие требования. Например, для машин высокой проходимости, как правило, оговаривают минимально устойчивую скорость движения  $u_{min}$ .

Прежде всего необходимо определить полную массу проектируемой машины  $m_m$ . На начальной стадии проектирования ее опре-

деляют ориентировочно на основе анализа статистических данных по машинам-аналогам с учетом перспектив совершенствования и развития конструкций. Ориентиром при этом может служить коэффициент грузоподъемности  $k_{гр} = m_{гр}/m_0$ , где  $m_0$  — масса снаряженной машины (без груза). Его величина изменяется приблизительно от 0,18 ... 0,2 для легковых автомобилей высшего класса до 0,85 ... 1,1 для неполноприводных грузовых автомобилей с бортовой платформой. У полноприводных машин этот коэффициент меньше, чем у неполноприводных, особенно у машин, имеющих броневую защиту и вооружение. Если собственную массу прицепа или полуприцепа считать за полезную грузоподъемность тягача, то у автопоездов величина  $k_{гр}$  доходит до 2,5 ... 3,0.

Исходя из полной массы, определяют количество осей и колес, имея в виду действующие законодательства по ограничению максимальной нагрузки на дорогу. Для внедорожных машин эти нагрузки не лимитированы. При этом следует учесть целесообразность использования грузоподъемности шин.

Далее по нагрузке, в соответствии со стандартами на шины, выбирают шины (или выдают заказ на их проектирование). По размеру шины, который указан в стандарте, вычисляют радиус качения  $r_k$ , который является расчетным.

При выборе шин для машин высокой проходимости необходимо проверить соответствие характеристик шин требованиям по обеспечению проходимости машины (см. гл. 7 и прил. 22).

После создания предварительного эскиза машины можно ориентировочно определить будущую ее форму и размеры, необходимые для расчета лобовой площади и выбора по аналогии с прототипами коэффициента обтекаемости  $c_x$ .

Затем по уравнению мощностного баланса с учетом движения по усовершенствованной дороге ( $f \approx 0,015$ ,  $\alpha \approx 1,0 \dots 1,5^\circ$ ), а для внедорожных машин в задаваемых для них условиях вычисляют мощность двигателя  $N_{до}$ , необходимую для движения с максимальной заданной скоростью. Мощность  $N_{д\ max}$  проектируемого двигателя считают равной (1,1 ... 1,3)  $N_{до}$ , что обеспечивает «запас» мощности при высокой скорости движения. КПД трансмиссии при этом следует принять в соответствии с ее предположительной схемой. Нужно также учесть, что мощность двигателя, установленного на машине, на 10 ... 15% меньше мощности двигателя, определяемой на стенде (за счет потерь в глушителе и на привод оборудования).

После выбора необходимого двигателя или определения для проектирования его основных параметров —  $N_d$  при соответствующей величине  $n_{дN}$ , а значит, и  $M_d$ , можно определить передаточное число трансмиссии  $u_{гр\ min}$ . Его вычисляют из условий движения машины с максимальной скоростью:

$$u_{гр\ min} = 0,377 n_{д\ max} r_k / v_{max}$$

Выбранную величину  $u_{тр\ min}$  надо проверить в соответствии с рис. 41.

Найденное значение  $u_{тр\ min}$  следует распределить между передаточными числами коробки передач и раздаточной коробки на высших передачах, главной передачи, бортовой передачи и колесного редуктора. Часть этих агрегатов может отсутствовать. В отношении оценки тягово-скоростных свойств и топливной экономичности практически безразлично, как распределять  $u_{тр}$  между тремя последними агрегатами, поэтому их суммарное передаточное число  $u_0$  условно отнесем к главной передаче. В раздаточной коробке (если такая имеется и в ней есть две передачи) целесообразно иметь передаточное число высшей передачи  $u_{рив} = 1,0$  (прямую передачу), а если это невозможно, то близкое к единице. В коробке передач высшую передачу целесообразно также делать прямой, хотя в многоступенчатых коробках передач с целью снижения частоты вращения вала двигателя и повышения топливной экономичности обычно высшую передачу делают ускоряющей ( $u_{кв} = 0,7 \dots 0,85$ ).

Исходя из этого

$$u_0 = u_{тр\ min} / u_{кв}.$$

Далее определяют наибольшее передаточное число трансмиссии  $u_{тр\ max}$ . Как правило, оно определяется из условий преодоления наибольшего сопротивления движению, приведенного в задании. Для того, чтобы машина могла, например, преодолеть подъем  $\alpha_{max}$  по поверхности, характеризуемой коэффициентом сопротивления качению  $f$ , необходимо, чтобы

$$M_{д\ max} u_{м\ max} u_0 \eta_{тр} / r_k \geq (f \cos \alpha_{max} + \sin \alpha_{max}) G_{мз}$$

где  $u_{м\ max} = u_{к\ max} u_{рк\ max}$ .

Вместе с тем, реализация наибольшего тягового усилия ограничена силой сцепления ведущих колес с опорной поверхностью, т. е. реально будет выполняться условие

$$M_{д\ max} u_{м\ max} u_0 \eta_{тр} / r_k \leq \varphi G_{сц},$$

где  $G_{сц}$  — составляющая силы тяжести машины, приходящаяся на ведущие колеса (у полноприводной машины  $G_{сц} = G_m \cos \alpha$ ).

Таким образом,

$$\frac{(f \cos \alpha_{max} + \sin \alpha_{max}) G_{мз} r_k}{M_{д\ max} u_0 \eta_{тр}} \leq u_{м\ max} \leq \frac{\varphi G_{сц} r_k}{M_{д\ max} u_0 \eta_{тр}}.$$

Если в машине раздаточная коробка распределяет мощность приблизительно поровну между соответствующими мостами, то  $u_{рк\ max}$  целесообразно иметь приблизительно равным 2,0. Если к одним мостам (или мосту) поступает меньшая мощность (как, например, к задней тележке трехосной машины), чем к другим, то  $u_{рк\ max}$  может быть соответственно меньше. Это позволит при разных передаточных числах  $u_{рк}$ , имея в виду, что при низшей передаче в раздаточной коробке включаются в привод все ведущие



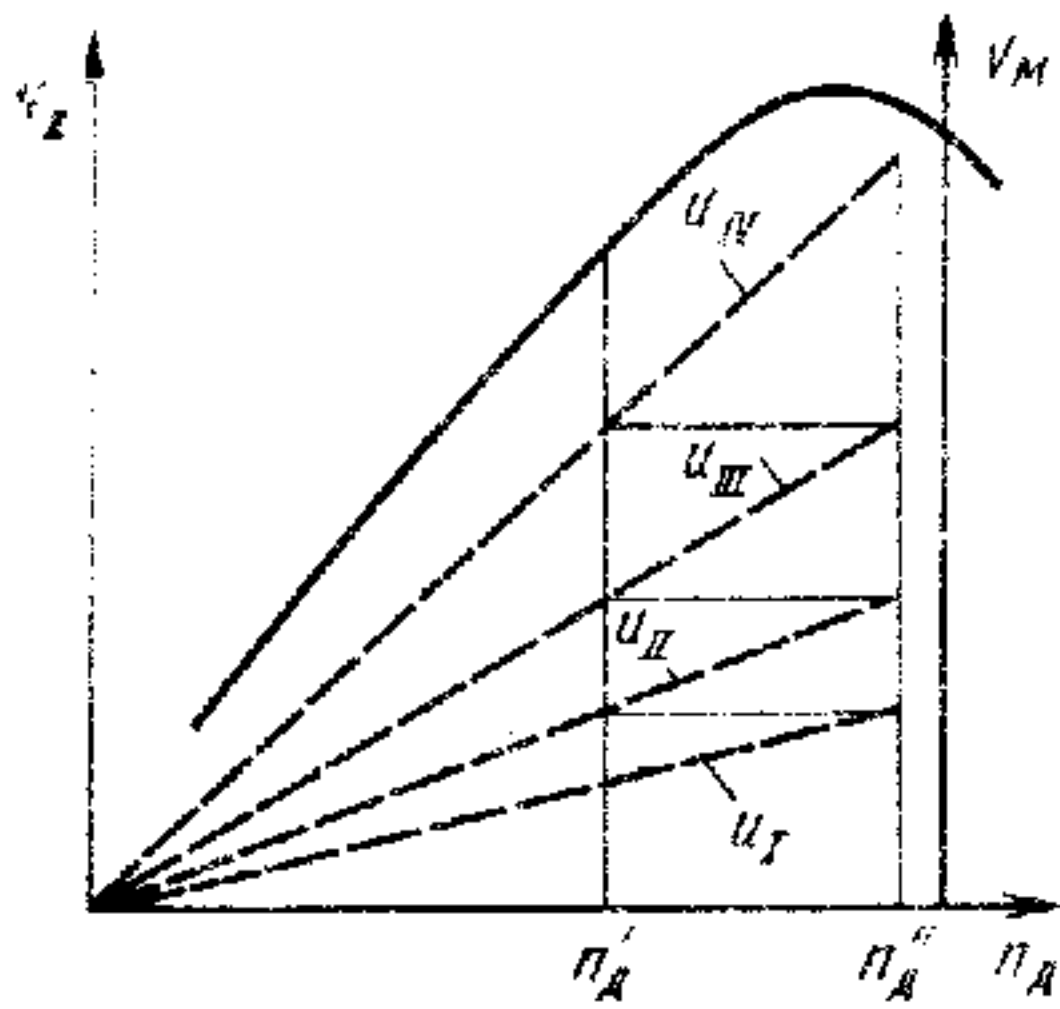


Рис. 42. К определению передаточных чисел промежуточных передач

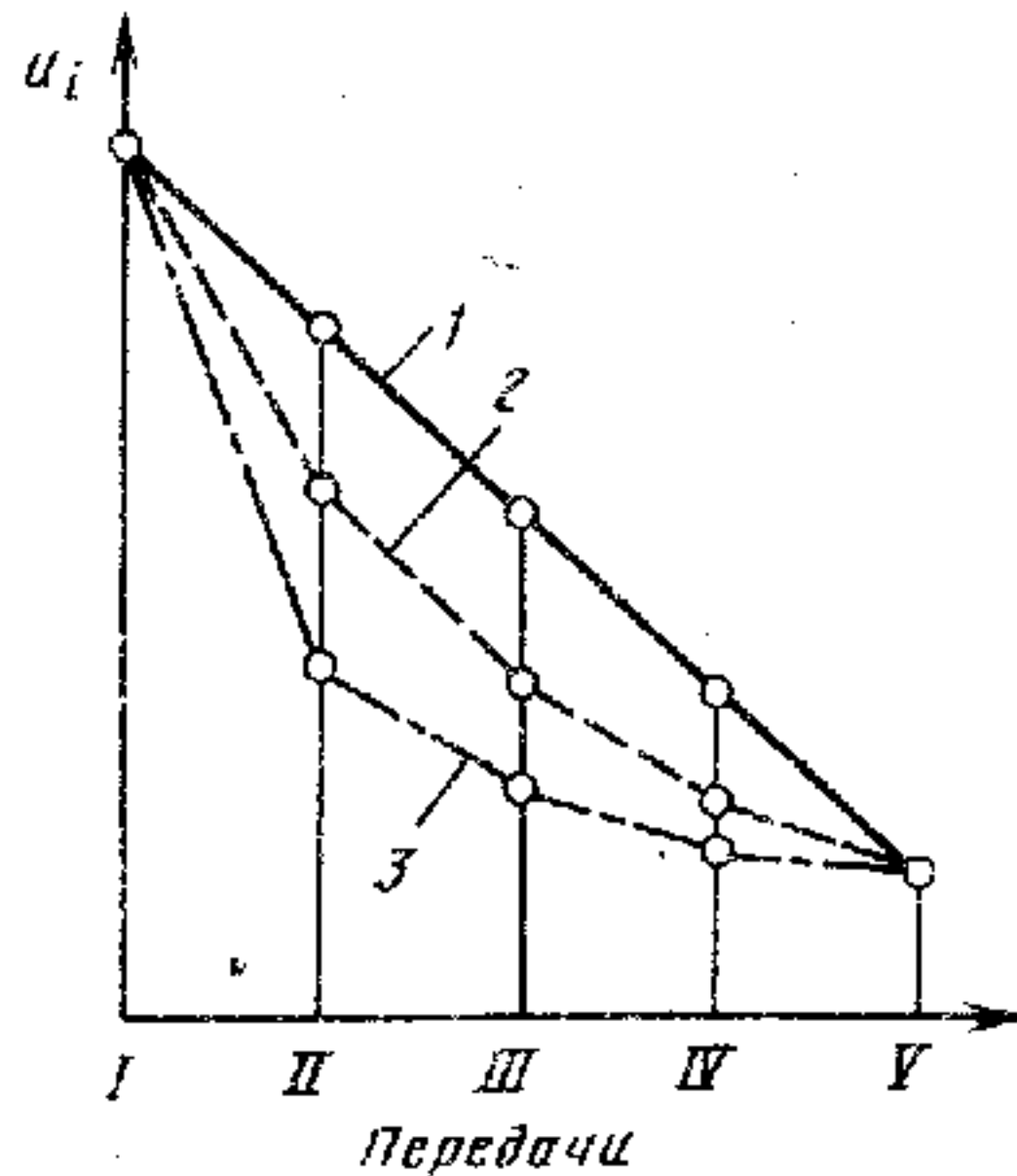


Рис. 43. Характеристика распределения передаточных чисел по различным зависимостям

колеса, а при высшей — только часть, разумнее использовать сцепной вес (силу тяжести) машины. Тогда передаточное число низшей (первой) передачи в коробке передач  $u_{кн} = u_{к \max} = u_{м \max} / u_{рн \max}$ .

Последним этапом в проектировочном тяговом расчете являются выбор числа передач в коробке передач и разбивка их по ряду. Влияние числа передач на тягово-скоростные свойства было показано: чем больше передач, тем выше (без учета потери времени на их переключение) тягово-скоростные свойства машины.

Выбор передаточных чисел промежуточных передач в коробке передач. Одним из методов, обеспечивающих лучшие тягово-скоростные свойства, может быть такой, при котором на всех или, во всяком случае, на большинстве передач используется наибольшая величина мощности, при этом двигатель работает в одном диапазоне изменения  $n_d$  (от  $n_d'$  до  $n_d''$ ). Тогда зависимость скорости движения машины от частоты вращения вала двигателя на различных передачах в коробке передач будет характеризоваться штриховыми линиями (рис. 42).

Принимая с некоторой погрешностью, что за время переключения передач скорость движения машины не изменяется, получаем:

$$v_{кк} = 2\pi r_k n_d' / 60 u_k u_0 = v_{в (k+1)} = 2\pi r_k n_d'' / 60 u_{k+1} u_0,$$

откуда

$$u_{k+1} / u_k = n_d' / n_d'' = q,$$

где  $u_k, u_{k+1}$  — передаточные числа  $k$ -й и  $(k+1)$ -й передач соответственно;  $q$  — постоянная величина.

Таким образом, между передаточными числами соседних передач устанавливается постоянное отношение, т. е. передаточные

числа распределяются по закону геометрической прогрессии (кривая 2 на рис. 43). Так, в пятиступенчатой коробке передач

$$u_I/u_{II} = u_{II}/u_{III} = u_{III}/u_{IV} = u_{IV}/u_V.$$

В общем виде передаточное число  $k$ -й передачи  $m$ -ступенчатой коробки передач

$$u_k = \sqrt[m-1]{u_1^{m-k}}.$$

В машинах, которые движутся по дорогам с малым сопротивлением и при значительной удельной мощности двигателя, а также с учетом, что при переключении передач может произойти снижение скорости движения машины, целесообразно сближать передаточные числа высших передач, т. е.

$$u_I/u_{II} \geq u_{II}/u_{III} \geq \dots \geq u_{m-1}/u_m.$$

Это позволяет лучшим образом использовать мощность двигателя.

Могут быть и другие закономерности распределения передаточных чисел. Так, при гармоническом законе (кривая 3 на рис. 43), при котором относительно сближены передаточные числа высших передач, имеем:

$$1/u_{II} - 1/u_I = 1/u_{III} - 1/u_{II} = \dots = 1/u_m - 1/u_{m-1} = q';$$

$$q' = (u_I - u_m)/[(m-1)u_I u_m],$$

где  $u_m$  — передаточное число высшей передачи.

Может быть ряд передаточных чисел, построенный по закону арифметической прогрессии (кривая 1):

$$u_I - u_{II} = u_{II} - u_{III} = \dots = u_{m-1} - u_m = q'',$$

где  $q''$  — разность арифметической прогрессии, т. е.

$$q'' = (u_I - u_m)/(m-1).$$

Можно поставить задачу получения наилучшей характеристики разгона машины на какой-то одной передаче, т. е. оптимизировать передаточное число, имея в качестве критерия оптимальности максимальное ускорение машины  $a_{M \max}$ .

Передаточное число такой «разгонной» передачи  $u_p$  следует выбирать на основе динамической модели (рис. 21) либо по несколько упрощенной модели, не учитывающей податливости валов трансмиссии (рис. 44).

Если принять постоянным передаточное число  $u_0$  трансмиссии за короб-

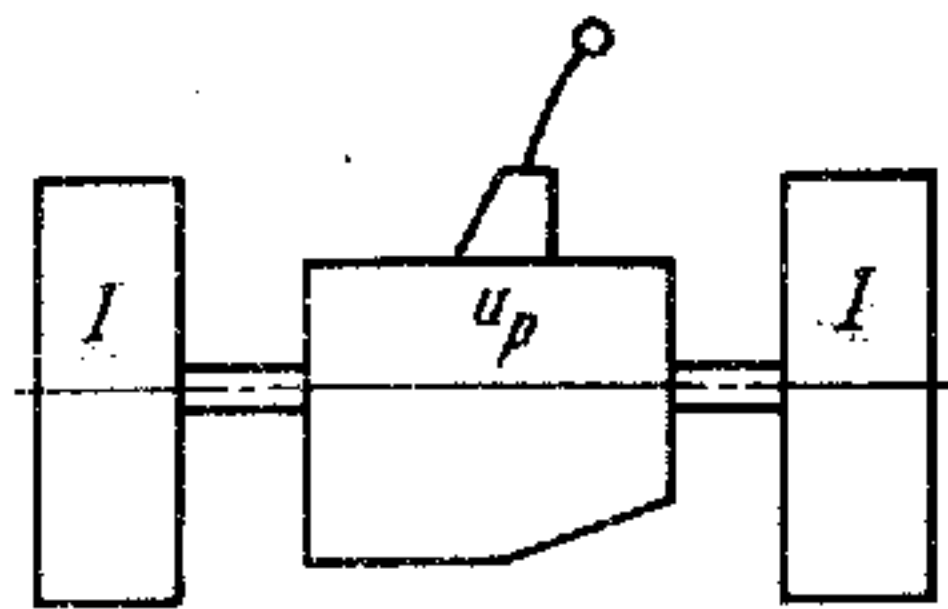


Рис. 44. Упрощенная модель для расчета передаточного числа «разгонной» передачи

кой передач и пренебречь потерями в трансмиссии, то для упрощенной системы, эквивалентной машине при разгоне, можно записать:

$$\begin{cases} M_1 = M_d - I_d d\omega_d/dt; \\ M_2 = M_1 u_p; \\ M_c = M_2 - I_2 d\omega_2/dt, \end{cases}$$

где  $M_1$  и  $M_2$  — моменты, подводимые к коробке передач и отводимые от нее соответственно;  $I_2$  — приведенный к ведомому валу коробки передач момент инерции вращающихся и поступательно движущихся масс машины:

$$I_2 = (\sum I_{в} + m_{м} r_{к}^2) / u_0^2;$$

$$M_c = (f_{м} + k_{\omega} F v_{м}^2) r_{к} / u_0.$$

Отождествим угловое ускорение выходного вала коробки передач с угловым ускорением колес. Тогда ускорение машины

$$a_{м} = r_{к} u_0 d\omega_2/dt.$$

Решая это уравнение относительно  $d\omega_2/dt$ , имеем

$$d\omega_2/dt = (M_d u_p - M_c) / (I_2 - I_d u_p^2). \quad (51)$$

Отсюда  $a_{м} = f(u_p)$ . Это выражение является целевой функцией, максимум которой — наибольшее ускорение — имеет место при передаточном числе  $u_p$ , определяемом из условия

$$\frac{\partial}{\partial u_p} [f(u_p)] = \frac{\partial}{\partial u_p} (d\omega_2/dt) = 0.$$

Решением последнего выражения является

$$u_{p \text{ опт}} = \sqrt{I_2/I_d + M_c^2/M_d^2} + M_c/M_d.$$

Если учесть, что наиболее интенсивный разгон осуществляется на дорогах с малым сопротивлением и при невысоких скоростях, то  $M_c/M_d \ll I_2/I_d$ . Тогда  $u_p \approx \sqrt{I_2/I_d}$ . Это передаточное число может отличаться от любого из тех, которые соответствуют геометрическому, арифметическому или гармоническому ряду.

Передаточные числа коробки передач, как и многие другие конструктивные параметры влияют не на одно, а на целый комплекс тягово-скоростных свойств и топливную экономичность. Поэтому при проектировании машины перед конструктором в большинстве случаев стоит задача оптимизации не по одному частному критерию, а необходима многокритериальная оптимизация. Это означает, что должно быть выбрано значение параметра (или параметров), которое будет удовлетворять не самым лучшим образом какому-то одному критерию в ущерб остальным, но зато в заданных пределах удовлетворяет всем требуемым критериям.

На примере выбора ряда передаточных чисел коробки передач в прил. 3 показана суть метода многокритериальной оптимизации.

Заметим, что задача оптимизации стоит практически при выборе почти всех конструктивных параметров машин, начиная от общих схем, кончая формами, размерами и материалами всех деталей, включая все цифровые показатели.

**Схема привода к ведущим колесам.** Как известно, движение машины ограничивается в двух случаях: либо вследствие недостаточности тягового усилия, создаваемого двигателем, трансмиссией и колесным движителем, либо вследствие ограничения тягового усилия сцеплением ведущих колес с опорной поверхностью. В первом случае распределение крутящих моментов, зависящее от схемы привода, сказывается на потерях в трансмиссии и шинах, выраженных КПД трансмиссии и сопротивлением качению шин, а значит, и на максимальной сумме тяговых усилий колес.

Если же одно или несколько ведущих колес реализуют тяговое усилие, ограниченное их сцеплением с опорной поверхностью, то сумма тяговых усилий определяется величиной тягового усилия на колесе, где это усилие наименьшее, и распределением крутящих моментов, зависящим от схемы привода. Так, например, если в двухосной машине — все колеса ведущие, в раздаточной коробке установлен симметричный межосевой дифференциал, а в ведущих мостах — симметричные межколесные, то сумма крутящих моментов колес будет равна крутящему моменту колеса, на котором он — наименьший по сцеплению, умноженному на четыре. Поскольку ограничение тяговых усилий имеется в большинстве случаев на деформируемых грунтах, этот случай более подробно будет рассмотрен в гл. 7.

Здесь же рассмотрим влияние схемы привода на тягово-скоростные свойства за счет потерь (КПД трансмиссии). Для  $n$ -осной машины при  $p$  ведущих осях суммарная сила сопротивления качению

$$P_{\text{тм}} = \sum_{i=1}^{2n} f_{0i} R_{zi} + \sum_{i=1}^{2p} \lambda_{Mi} M_{ki}^2 / (R_{zi} r_{ki}^2). \quad (52)$$

При одной ведущей оси

$$P_{\text{тм}} = \sum_{i=1}^{2n} f_{0i} R_{zi} + 2\lambda_{M1} M_{k1}^2 / (R_{z1} r_{k1}^2), \quad (53)$$

где индекс «1» относится к колесам одной оси, которая является ведущей.

Сравнивая выражения (52) и (53) и имея в виду, что  $r_{ki}$  и  $r_{k1}$  относительно мало различаются (а при полностью заблокированном приводе равны), получаем условие, из которого следует, что для сведения к минимуму потерь на сопротивление качению целесооб-

разнее осуществлять привод к колесам  $p$  осей, а не одной ведущей оси:

$$2\lambda_{M1}M_{k1}^2/R_{z1} > \sum_{i=1}^{2p} \lambda_{Mi}M_{ki}^2/R_{zi}.$$

В машине с полностью дифференциальным приводом потери на качение всегда меньше при передаче момента ко многим колесам, а при заблокированном приводе это правило не обязательно выдерживается.

Потери в трансмиссии возникают при передаче энергии от одного элемента к другому: в редукторах, шарнирах, шлицевых соединениях. В этом смысле любые многоприводные машины невыгодно отличаются от машин с одной ведущей осью. КПД последовательно соединенных агрегатов, как известно, определяется произведением их КПД.

Определим КПД  $\eta_{тр\ p}$  разветвленной части трансмиссии, имея в виду, что основными являются потери, пропорциональные мощности, а также и то, что схема трансмиссии, характер и величина мощностных потоков после разветвления (после раздаточной коробки) не отражаются на потерях до разветвления потоков мощности.

Пусть сумма подводимых к колесам мощностей  $N_{к\sum} = \sum_{j=1}^n N_{kj}$ , где  $n$  — число колес, а распределение мощностей по колесам определяется коэффициентами пропорциональности  $\rho_j = N_{kj} / \sum_{j=1}^n N_{kj}$ , характеризующими неравномерность распределения мощностей по отдельным колесам. За положительные значения  $N_k$  принимаем те, которые соответствуют передаче мощности от раздаточной коробки к колесам, за отрицательные — при передаче в обратном направлении.

Следовательно,  $\sum_{i=1}^{q+m} \rho_i = 1$ , где  $q, m$  — числа колес соответственно с положительным и отрицательным направлениями мощностного потока ( $n = q + m$ ).

Мощность всех потоков, выходящих из раздаточной коробки и входящих в нее с колес, обозначим  $N_{рк\ \Sigma}$ . Общий КПД разветвленной части трансмиссии

$$\eta_{тр\ p} = N_{к\sum} / N_{рк\ \Sigma}. \quad (54)$$

Тогда получим:

$$N_{рк\ i} = N_{к\sum} \rho_i / \eta_i; \quad (55)$$

$$N_{рк\ j} = N_{к\sum} \rho_j / \eta_j, \quad (56)$$

где  $\eta_i, \eta_j$  — КПД соответственно  $i$ -й и  $j$ -й ветвей трансмиссии для положительных  $q$  и отрицательных  $m$  потоков.



Рис. 45. Влияние схемы трансмиссии на КПД

Подставив выражения (55) и (56) в (54), найдем КПД

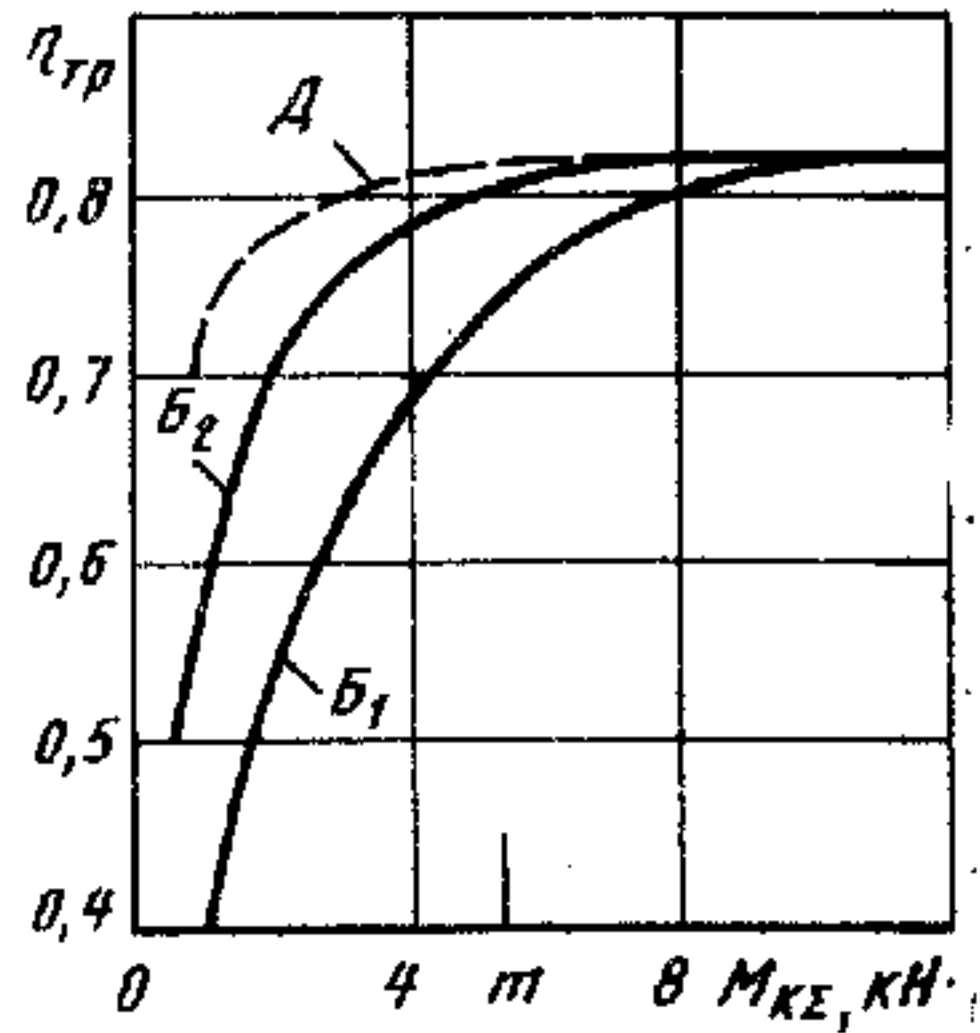
$$\eta_{\text{тр.р}} = 1 / \left( \sum_{i=1}^q p_i / \eta_i + \sum_{j=1}^m p_j \eta_j \right).$$

Полученная зависимость показывает, что с увеличением доли от отрицательных потоков мощности общий КПД разветвленной части трансмиссии уменьшается. Поскольку при полностью дифференциальной связи в трансмиссии отрицательные потоки мощности отсутствуют, а при блокированной или дифференциально-блокированной они во многих случаях имеются, то потери в трансмиссии при дифференциальной связи, как правило, меньше. Если учесть кроме установившихся режимов прямолинейного движения повороты и движения по неровностям, когда в машинах с блокированным приводом увеличивается вероятность циркуляции мощности, то становится очевидным, что потери при блокированном приводе еще больше увеличиваются в сравнении с потерями при дифференциальном приводе.

На рис. 45 в качестве примера показаны зависимости КПД трансмиссии четырехосной полноприводной колесной машины полной массой 20 т с двумя схемами трансмиссии от величины суммарного крутящего момента колес  $M_{\text{кз}}$ . Сплошные кривые  $B_1$  и  $B_2$  соответствуют машине с блокированной по каждому борту трансмиссией ( $\lambda_M = 0,004$  и  $0,008$  мм/(Н·м) соответственно), а штриховая кривая  $D$  — такой же машине, но с полностью дифференциальной трансмиссией.

Зная законы распределения коэффициентов сопротивления движению в различных дорожно-грунтовых условиях, а также полученные на основе статистической обработки наблюдений соотношения пробегов машин различных типов в этих условиях, можно получить суммарный закон распределения коэффициентов сопротивления движению машины каждого типа и найти распределение КПД с учетом типичных условий эксплуатации. На рис. 45 буквой  $m$  обозначено математическое ожидание величины для указанной выше четырехосной полноприводной машины при движении в типичных условиях эксплуатации.

Проектировочный тяговый расчет машины с гидродинамической трансмиссией выполняют по такой же схеме, как и с механической трансмиссией (естественно, с учетом характеристик гидротрансформатора, которые приведены выше). Отличительной особенностью является то, что гидротрансформатор не должен (из-за низкого КПД, см. рис. 37, работать длительное время при малых и больших передаточных отношениях  $i_{\text{гт}}$ ). Необходимо, чтобы его работа происходила в основном при достаточно высоких КПД. Поэтому при определении наибольшего передаточного числа трансмиссии (например, для преодоления наибольшего подъема) нельзя учитывать максимальный коэффициент трансформации, а следует принимать его значение, соответствующее приемлемому КПД (хотя бы 0,6). Кроме того, при движении с большой ско-



ростью и соответственно большим (близком к 1,0) значении  $i_{гт}$  желательно блокировать его по той же причине.

Мощность теплового двигателя для машины с электротрансмиссией рассчитывают принципиально так же, как при механической и гидродинамической трансмиссиях с учетом, конечно, других КПД (генератора и электродвигателей). Соответственно определяется и мощность электрических машин.

Далее по паспорту электродвигателя устанавливают величину максимального крутящего момента  $M_{эд макс}$  при длительном режиме. Если, как это обычно бывает, применены мотор-колеса, то передаточное число колесного редуктора определяют из неравенства

$$\psi_{max} P_{мгк} / M_{эд макс} \leq u_{кр} \leq \varphi P_{сдгк} / M_{эд макс}.$$

Частоту вращения вала электродвигателя определяют при максимальной скорости машины:

$$n_{эд} = v_{max} u_{кр} / 0,377 r_k.$$

Если эта частота выше допустимой для данного электродвигателя, то нужно подобрать другой.

По характеристике электродвигателя определяют силу тока  $I_{эд макс}$ , соответствующую моменту  $M_{эд макс}$ .

При последовательном соединении электродвигателей такой же ток будет в генераторе. Необходимо проверить, допустима ли такая сила тока  $I_{г макс}$  в генераторе. При параллельном соединении

электродвигателей  $I_{г макс} = \sum_{i=1}^n I_{эд макс}$ , где  $n$  — число электродвигателей, поэтому проверка тем более необходима.

### § 13. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ И ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ

Тягово-скоростные свойства и топливную характеристику экспериментально можно определять как в дорожных, так и в лабораторных условиях. В соответствии с ГОСТ 22576—77 и ОСТ 37.001.244—82 испытания машин по определению этих свойств проводят после необходимой для машины каждого типа обкатки, в полностью технически исправном состоянии и с полной нагрузкой.

Основным прибором для определения скорости является прибор «путь — скорость — время» с «пятым» колесом. Это колесо с помощью кронштейна крепят шарнирно к машине после предварительной тарировки. Гибким тросом ось колеса связывают с механизмом прибора, который на бумаге регистрирует путь, время и скорость движения колеса. По полученным данным затем определяют следующие характеристики и показатели тягово-скоростных свойств.

1. Скоростную характеристику «разгон — накат», состоящую из двух пар кривых: а) кривой разгона  $v_m = f(t)$  и  $v_m = f(s)$  (см. рис. 32) и кривых затухания скорости при свободном качении (накате) машины. Последние зависимости позволяют проводить анализ сил сопротивления движению машины (включая потери в трансмиссии) во всем диапазоне скоростей.

2. Скоростную характеристику разгона на высшей и предшествующей передачах, являющейся показательной, поскольку на этих передачах машины работают основную часть времени. Ее определяют, начиная с минимально-устойчивой скорости на высшей или соответственно предшествующей передаче. Как и в предыдущем виде испытаний, машину разгоняют после резкого и полного нажатия на педаль подачи топлива.

3. Скоростную характеристику на дороге с переменным продольным профилем, учитывающую основные переменные нагрузочные и скоростные режимы движения машины. В этом виде испытаний находят среднюю скорость движения машины в зависимости от заданной максимальной скорости.

4. Максимальную скорость, характеризующую предельные возможности машины на магистральных дорогах. Испытания проводят на мерном отрезке дороги с уклонами не более 0,5%, длиной до 25 м на участке протяженностью не менее 1 км с соответствующими подъездами к нему. Скорость вычисляют как среднюю величину замеров в двух противоположных направлениях.

5. Время разгона на определенных отрезках пути (500 и 1000 м), что важно, поскольку в реальных условиях эксплуатации машинам очень часто приходится разгоняться на ограниченных по протяженности участках.

6. Топливную характеристику при движении машины по ровной горизонтальной дороге с различными установившимися скоростями. Измеряют время проезда мерного участка (1 км) и объем израсходованного топлива. По данным, полученным в двух противоположных направлениях, строят усредненную зависимость  $Q = f(v_m)$  (см. рис. 33) при полной нагрузке машины и без груза.

7. Топливную характеристику при движении по дороге с переменным продольным профилем. В программу испытаний должны быть включены режимы и маршруты, характерные для машин соответствующих типов. Так, для легковых автомобилей, автобусов, грузовых автомобилей полной массой до 3,5 т разработан так называемый городской цикл испытаний, а для всех машин (с нагрузкой на ось не более 0,1 МН) еще и магистральный ездовой цикл.

Некоторые характеристики тягово-скоростных и топливных свойств могут быть получены на стендах с «беговыми» барабанами. На этих стендах имитируется движение машины по дороге, для чего ведущими колесами машину устанавливают на барабаны и через тензометрическое устройство ее крепят к неподвижной

опоре. «Сопротивление» дороги можно изменять с помощью тормоза, соединенного с валом барабанов.

### Вопросы для самопроверки

1. Нарисуйте схему сил, действующих на машину при прямолинейном движении.
2. Что влияет (и как) на силу сопротивления воздуха?
3. Что влияет (и как) на потери в трансмиссии?
4. Напишите уравнение движения машины.
5. Какие параметры влияют (и как) на нормальные реакции колес двухосной машины при ее движении по плоской поверхности?
6. В чем состоят особенности распределения нормальных реакций колес многоосных машин?
7. Какие конструктивные и эксплуатационные факторы влияют (и как) на распределение крутящих моментов и окружных сил по колесам в машине с заблокированным приводом?
8. Как распределяются крутящие моменты в машине с дифференциально-блокированным приводом?
9. Объясните причину возникновения циркуляции мощности в колесной машине.
10. Каковы способы уменьшения или ликвидации циркуляции мощности?
11. Что такое динамическая характеристика машины и какие задачи можно решать с ее помощью?
12. От чего зависит и как изменяется скорость машины со ступенчатой коробкой передач при разгоне?
13. Как изменяется скорость машины с гидротрансформатором при разгоне?
14. Какие факторы влияют (и как) на путевой расход топлива машиной?
15. По заданной скоростной характеристике двигателя и характеристике гидротрансформатора постройте динамическую характеристику машины.
16. Как влияет число передач в коробке передач на тягово-скоростные свойства машины?
17. Как влияет характеристика двигателя на тягово-скоростные свойства машины?
18. Исходя из каких положений определяются передаточные числа коробки передач?
19. Исходя из каких положений определяется передаточное число главной передачи?
20. Как влияет схема трансмиссии на тягово-скоростные свойства машины?
21. Какие характеристики для оценки тягово-скоростных свойств машины определяют экспериментально и какими способами?

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие . . . . .	3
Введение . . . . .	4
<b>Глава 1. Взаимодействие колеса с твердой опорной поверхностью . . . . .</b>	<b>6</b>
§ 1. Силовые и кинематические характеристики колеса . . . . .	6
§ 2. Сопротивление качению колеса . . . . .	17
§ 3. Сцепление колеса с опорной поверхностью . . . . .	23
§ 4. Экспериментальное определение параметров и характеристик шин . . . . .	27
<b>Глава 2. Прямолинейное движение колесной машины по твердой плоской опорной поверхности . . . . .</b>	<b>31</b>
§ 5. Внешние силы, действующие на машину . . . . .	31
§ 6. Внутренние силы и моменты . . . . .	36
§ 7. Уравнения прямолинейного движения машины . . . . .	40
§ 8. Нормальные реакции опорной поверхности, действующие на колеса машины . . . . .	44
§ 9. Распределение крутящих моментов и окружных сил по колесам . . . . .	48
§ 10. Тягово-скоростные свойства и топливная характеристика колесной машины . . . . .	55
§ 11. Особенности расчета тягово-скоростных свойств колесной машины с гидродинамической и электрической трансмиссиями . . . . .	65
§ 12. Выбор конструктивных параметров, обеспечивающих заданные тягово-скоростные свойства . . . . .	72
§ 13. Экспериментальное определение тягово-скоростных свойств и топливной экономичности . . . . .	84
<b>Глава 3. Криволинейное движение (поворот) колесной машины . . . . .</b>	<b>87</b>
§ 14. Способы поворота и условия поворотливости . . . . .	89
§ 15. Боковой увод колеса . . . . .	93
§ 16. Кинематика поворота машины . . . . .	99
§ 17. Силы и моменты, действующие на машину при криволинейном движении . . . . .	105
§ 18. Распределение крутящих моментов, продольных и боковых реакций по колесам . . . . .	117
§ 19. Поворот сочлененных машин . . . . .	124
§ 20. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на поворотливость . . . . .	127



<b>Глава 4. Устойчивость и управляемость колесной машины . . . . .</b>	<b>133</b>
§ 21. Определения и показатели устойчивости . . . . .	133
§ 22. Устойчивость движения . . . . .	135
§ 23. Занос и опрокидывание машины . . . . .	144
§ 24. Колебания управляемых колес . . . . .	153
§ 25. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на устойчивость . . . . .	157
§ 26. Управляемость колесной машины . . . . .	162
§ 27. Экспериментальная оценка управляемости и устойчивости колесных машин . . . . .	170
<b>Глава 5. Торможение колесной машины . . . . .</b>	<b>177</b>
§ 28. Силы и моменты, действующие на колесо при торможении . . . . .	177
§ 29. Распределение тормозных сил по осям и колесам . . . . .	179
§ 30. Тормозная диаграмма и тормозной путь машины . . . . .	185
§ 31. Устойчивость при торможении . . . . .	188
§ 32. Нормативы и экспериментальное определение тормозных свойств . . . . .	193
<b>Глава 6. Движение по неровностям и колебания колесной машины . . . . .</b>	<b>197</b>
§ 33. Геометрические характеристики опорной поверхности . . . . .	197
§ 34. Виды колебаний колесной машины . . . . .	203
§ 35. Вертикальные и продольно-угловые колебания . . . . .	205
§ 36. Амплитудно-частотные характеристики и передаточные функции колебательных систем . . . . .	219
§ 37. Поперечно-угловые колебания . . . . .	227
§ 38. Продольные колебания . . . . .	230
§ 39. Колебания на дорогах со случайным микропрофилем . . . . .	233
§ 40. Особенности колебаний многоосных колесных машин . . . . .	236
§ 41. Показатели оценки плавности хода и их определение . . . . .	240
§ 42. Влияние колебаний машины на нагруженность трансмиссии и потери энергии . . . . .	245
<b>Глава 7. Движение по неусовершенствованным дорогам и местности . . . . .</b>	<b>252</b>
§ 43. Физико-механические характеристики дорожно-грунтовых поверхностей . . . . .	252
§ 44. Взаимодействие одиночного колеса с грунтовой поверхностью . . . . .	258
§ 45. Особенности движения колесной машины по деформируемой поверхности . . . . .	264
§ 46. Преодоление геометрических препятствий . . . . .	273
§ 47. Расчетное и экспериментальное определение проходимости . . . . .	278
§ 48. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на проходимость . . . . .	283
§ 49. Основы теории плавающих машин . . . . .	292
<b>Приложения . . . . .</b>	<b>303</b>
<b>Список литературы . . . . .</b>	<b>344</b>
<b>Предметный указатель . . . . .</b>	<b>345</b>

УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

*СМИРНОВ Глеб Анатольевич*

**ТЕОРИЯ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН**

Редактор *В. А. Нахимсон*

Художественный редактор *С. Н. Голубев*

Технический редактор *Т. И. Андреева*

Корректоры: *О. Е. Мишина, Л. А. Ягупьева*

ИБ № 5713

---

Сдано в набор 16.11.89. Подписано в печать 18.04.90. Т-01775.  
Формат 60×90<sup>1/16</sup>. Бумага офсетная № 2. Гарнитура литературная. Печать офсетная.  
Усл. печ. л. 22,0. Усл. кр.-отт. 22,0. Уч.-изд. л. 24,48.  
Тираж 4300 экз. Заказ 920. Цена 1 р. 10 к.

---

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение»,  
107076, Москва, Стромьянский пер., 4

---

Типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени издательства «Машиностроение»  
при Государственном комитете СССР по печати. 193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10