

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР
ТОЛЬЯТТИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ**

Л. А. ЧЕРЕПАНОВ

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

Куйбышев КуАИ 1977



МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР
ТОЛЬЯТТИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

629.113
4.467

Л. А. ЧЕРЕПАНОВ

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ ДЛЯ СТУДЕНТОВ
АВТОМОБИЛЕСТРОИТЕЛЬНОГО ФАКУЛЬТЕТА



КУИЫШЕВ, КуАИ — 1977

Излагается последовательность определения динамических и топливно-экономических качеств автомобилей с механической и гидромеханической трансмиссиями. Окажет помощь в выборе необходимых конструктивных параметров и расчетных коэффициентов. Предназначено для студентов старших курсов специальности 0513.

Утверждено на совете института 10 марта 1977 г.

В соответствии с контрольными цифрами развития народного хозяйства СССР на 1976—1980 гг., принятыми на XXV съезде КПСС, выпуск автомобилей в 1980 году должен составить 2,1—2,2 млн. Это решение ставит серьезные задачи перед машиностроителями страны, так как речь идет не только о количественных, но и о качественных показателях. Создание надежных и долговечных, бесшумных и комфортабельных автомобилей—насушная необходимость сегодняшнего дня.

Для того чтобы правильно спроектировать новый автомобиль, необходимо прежде всего произвести тяговый расчет, на основании которого рассчитываются необходимая мощность двигателя, величина передаточных чисел трансмиссии, размеры колес и другие параметры, оцениваются тяговые и динамические качества.

При выполнении тягового расчета проектируемого автомобиля обычно выбирается прототип, и полученные результаты сравниваются с его параметрами. Новый автомобиль должен иметь более высокие тяговые качества.

В настоящее время на автомобилях широко применяется гидромеханическая трансмиссия. Тяговые и экономические показатели работы автомобиля с гидромеханической передачей зависят от правильного выбора и согласования работы двигателя, гидротрансформатора и механической передачи.

1. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ С МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

1.1. Исходные данные для проведения тягового расчета

При проведении расчета используются два вида исходных данных: заданные и выбираемые.

Для расчета обычно задаются:

1. Тип автомобиля.
2. Грузоподъемность или число мест, т. е. полезная нагрузка $G_{\text{т}}$.
3. Максимальная скорость движения автомобиля V_{max} .

4. Максимальный подъем, преодолеваемый автомобилем на прямой передаче, α_0 или $i_0 \approx \operatorname{tg} \alpha_0$.

5. Максимальный подъем, преодолеваемый автомобилем на первой передаче, α_{\max} или $i_{\max} \approx \operatorname{tg} \alpha_{\max}$.

Для расчета выбираются:

1. Радиус качения ведущих колес r_k .

2. Фактор обтекаемости kF .

3. Механический к. п. д. трансмиссии $\eta_{\text{тр}}$.

Для выполнения тягового расчета определяются:

1. Внешняя скоростная характеристика двигателя.

2. Передаточное число главной передачи.

3. Мощностной баланс автомобиля на прямой передаче.

4. Передаточное число коробки передач.

5. Тяговая характеристика автомобиля.

6. Динамическая характеристика автомобиля.

7. Ускорение, время и путь разгона в зависимости от скорости автомобиля.

8. Топливоно-экономическая характеристика автомобиля.

Тип автомобиля позволяет при проведении тягового расчета сравнивать полученные данные с параметрами существующих моделей. По типу и назначению автомобили подразделяются на легковые, грузовые, автобусы и специальные.

Грузоподъемность G_t позволяет определять сначала собственный вес автомобиля, а затем — полный.

Максимальная скорость V_{\max} является одним из показателей динамичности автомобиля и дается в техническом задании на проектируемый автомобиль в зависимости от его типа. Максимальная скорость V_{\max} определяется на горизонтальном участке с сухим, твердым покрытием, т. е. с коэффициентом суммарного дорожного сопротивления $\psi = f_0$ ($i = 0$; $f_0 = 0,02 \dots 0,04$). Меньшие значения f_0 относятся к легковым автомобилям, большие — к грузовым. При движении с максимальной скоростью грузовой автомобиль должен иметь некоторый запас мощности, достаточный для преодоления сопротивления дороги: $f_0 = 0,03 \dots 0,04$, где f_0 — коэффициент сопротивления качению при движении со скоростью до 60—80 км/час. При увеличении скорости движения коэффициент сопротивления качению заметно возрастает, так как шина не успевает полностью распрямиться в зоне контакта, т. е. колесу возвращается меньшая доля энергии, чем затрачено на его деформацию. Коэффициент сопротивления качению при скоростях выше 60...80 км/час

$$f = f_0 \left(1 + \frac{V_a^2}{20\,000} \right), \quad (1.1)$$

где V_a — скорость автомобиля, км/час.

Максимальный подъем i_0 , преодолеваемый на прямой передаче, характеризует способность автомобиля двигаться в различных дорожных условиях без переключения на низшую передачу. Зная

максимальный подъем, можно определить суммарный коэффициент сопротивления дороги:

$$\psi = f + i_0.$$

Обычно этот показатель условно относится к хорошей дороге с коэффициентом сопротивления качению $f = 0,002 \dots 0,004$.

Максимальный подъем i_{\max} , который должен преодолеть автомобиль на первой передаче, определяет максимальное суммарное сопротивление дороги:

$$\psi_{\max} = f + i_{\max}.$$

Собственный вес автомобиля G_0 находится с помощью коэффициента использования веса h (табл. 1.1.):

$$h = \frac{G_T}{G_0}, \quad (1,2)$$

где G_T — грузоподъемность автомобиля, кг;

Для автомобилей высокой и повышенной проходимости вследствие увеличения собственного веса и ограничения грузоподъемности коэффициент использования веса меньше, чем для обычных.

Полный вес автомобиля определяется следующим способом:

для легкового автомобиля

$$G_a = G_0 + G'_n + G_6;$$

для автобусов городского типа

$$G_a = G_0 + G' (n + m + 2);$$

для автобусов междугородного типа

$$G_a = G_0 + G' (n + 1);$$

для грузовых автомобилей

$$G_a = G_0 + G'_n + G_T,$$

где G_0 — собственный вес автомобиля, кг;

G' — вес одного пассажира или водителя, равный 75 кг;

n — число мест для сидения пассажиров, включая место водителя;

m — число мест для проезда в автобусе стоя;

G_T — грузоподъемность автомобиля, кг;

G_6 — вес багажа, равный 25...50 кг.

В соответствии с типом автомобиля устанавливают необходимое количество осей, которое выбирают исходя из условий ограничения нагрузки на одну ось и типа дороги (табл. 1.2.).

Радиус качения r_k выбирается в зависимости от нагрузки на одно колесо. Наибольшая нагрузка определяется положением центра тяжести автомобиля, которое может быть установлено из предварительного эскиза автомобиля или взято таким же, как у находящихся в эксплуатации, близких по классу и назначению к

Таблица 1.1

Значения коэффициента использования веса

Автомобиль	h
грузовой	0,8...1,2
легковой	0,2...0,6
автобусы	0,4...0,8

Таблица 1.2

Весовые ограничения автомобиля

Ограничиваемый параметр	Ограничение для дорог 1-й и 2-й категорий	Ограничение для дорог без усовершенствованного покрытия
Осевой вес при межосевом расстоянии		
3 м и более	10 т	6
менее 3 м	9 т	5
Полный вес автомобиля		
двухосного	17,5 т	10,5
трехосного	25 т	15
Удельное давление на грунт	до 6,6 кг/см ²	до 5,5 кг/см ²

проектируемому. Зная координаты центра тяжести, можно определить нагрузку, приходящуюся на задние и передние колеса:

$$G_1 = G_a \frac{b}{L}; \quad (1.3)$$

$$G_2 = G_a \frac{a}{L}, \quad (1.4)$$

где G_a — полный вес автомобиля, кг;

a, b — расстояние от центра тяжести соответственно до вертикальных плоскостей, проходящих через переднюю и заднюю оси автомобиля, мм;

L — база автомобиля, мм.

При отсутствии продольных координат центра тяжести развесовка проектируемого автомобиля выбирается из следующих положений: у легковых автомобилей вес распределяется между передними и задними осями примерно поровну, поэтому на них применяются односкатные колеса: у грузовых автомобилей типа 4×2 на переднюю ось при полном использовании грузоподъемности приходится около 25—30% нагрузки. На задней оси этих автомобилей обычно монтируются четыре шины, что позволяет почти равномерно загрузить каждое колесо и иметь одинаковые шины на передних и задних колесах.

По нагрузке (табл. 1.3) определяется размер шин, по которому с достаточной для практических расчетов точностью вычисляется радиус качения:

$$r_k = (0,9 \dots 0,95) r_c, \quad (1.5)$$

где r_c — статический радиус колес, указанный в технической характеристике шины при рекомендуемых нагрузке и внутреннем давлении. При отсутствии данных о статическом радиусе его величина приближенно определяется по формуле:

$$r_c = 0,5 d + \lambda_{ш} H, \quad (1.6)$$

где d — диаметр обода;

$\lambda_{ш}$ —коэффициент, учитывающий вертикальную деформацию шины, равный для стандартных шин 0,8...0,9; для арочных—0,75...0,80;

H — ширина профиля шины.

Эти параметры входят в размерность каждой шины; первая цифра обозначает ширину профиля в миллиметрах (226—20) или в дюймах (8,25—20), вторая — диаметр обода в миллиметрах (170—350) или в дюймах (260—20).

Фактор обтекаемости KF характеризует аэродинамические качества автомобиля, то есть определяет сопротивление воздуха движению автомобиля. До создания автомобиля фактор обтекаемости не может быть определен и берется или таким же, как у автомобилей, близких по классу и назначению к проектируемому, или из табл. 1,3.

Таблица 1.3

Параметры обтекаемости автомобилей

Автомобиль	$k, \frac{\text{кгс}^2}{\text{м}^4}$	$F, \text{м}^2$	$kF, \frac{\text{кгс}^2}{\text{м}^2}$
Легковые:			
с закрытым кузовом	0,02...0,035	1,6...2,8	0,03...0,09
с открытым кузовом	0,04...0,05	1,5...2,0	0,06...0,10
Грузовые:			
особо большой грузоподъемности	0,06...0,07	10...12	0,6...0,84
остальные	0,06...0,07	3,0...5,0	0,18...0,35
Автобусы	0,025...0,04	4,5...6,5	0,10...0,26
Гоночные	0,013...0,015	1,0...1,3	0,013...0,018

Точно определить лобовую площадь автомобиля затруднительно, поэтому для практических расчетов с небольшой погрешностью можно использовать формулу:

$$F = kBH, \quad (1.7)$$

где K —поправочный коэффициент, для легковых автомобилей равен 0,9—0,95, для грузовых—1,05—1,1;

B — колея автомобиля, м;

H — наибольшая высота автомобиля, м.

Механический к. п. д. $\eta_{тр}$ характеризует потери мощности в трансмиссии автомобиля, его значение принимается как у автомобилей-прототипов или из табл. 1.4.

Таблица 1.4

Автомобиль	$\eta_{тр}$
Легковые, типа 4×2	0,9...0,92
Грузовые, автобусы типа 4×2	0,85...0,88
Грузовые, типа 4×4 6×6	0,82...0,85

1.2. Определение внешней скоростной характеристики двигателя

В настоящее время на автомобилях наиболее широко распространены двигатели внутреннего сгорания. Выбирать тип двигателя вновь проектируемого автомобиля необходимо с учетом развития отечественного и зарубежного двигателестроения. На легковых автомобилях и грузовых малой и средней грузоподъемности применяются карбюраторные (бензиновые) двигатели, на грузовых большой грузоподъемности стремятся использовать дизельные двигатели.

Выбрав тип двигателя, можно построить его внешнюю скоростную характеристику, обеспечивающую автомобилю заданные тяговые качества. При установившемся движении автомобиля мощность двигателя в зависимости от дорожных сопротивлений

$$N_e = \frac{G_a \psi V_a + \frac{k F V_a^2}{13}}{270 \eta_{тр}}. \quad c_a \text{ в кг} \quad (1.8)$$

Подставив в формулу (1.8) значение заданной максимальной скорости V_{\max} и соответствующее ей значение коэффициента $\psi = f$, определяют величину мощности $N_{V_{\max}}$, которую должен развивать двигатель для получения максимальной скорости.

Так как мощность двигателя находится в зависимости от числа оборотов коленчатого вала, то необходимо перейти от скорости к числу оборотов. Связь между скоростью движения автомобиля на прямой передаче и числом оборотов коленчатого вала двигателя определяется коэффициентом оборотности, представляющим собой отношение числа оборотов двигателя к скорости автомобиля, т. е. число оборотов двигателя при условной скорости 1 км/ч

$$\eta_n = \frac{n_l}{v_a}. \quad (1.9)$$

Для существующих легковых автомобилей коэффициент оборотности $\eta_n = 30 \dots 40$, для грузовых — $\eta_n = 40 \dots 50$.

Выбрав коэффициент оборотности и подставляя в формулу (1.9) различные значения скорости, определяют соответствующие им значения чисел оборотов двигателя.

Внешнюю характеристику двигателя с достаточной для практических расчетов точностью можно определить по формуле Лейдермана:

$$N_e = N_{\max} \left[c_1 \frac{n_e}{n_N} + c_2 \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right], \quad (1.10)$$

где N_{\max} — максимальная мощность двигателя, л. с.;

n_e — число оборотов двигателя, об/мин;

n_N — число оборотов двигателя при максимальной мощности, об/мин;

c_1, c_2 — коэффициенты, характеризующие тип двигателя (табл. 1.5).

Таблица 1.5

Значения коэффициентов уравнения внешней скоростной характеристики

Тип двигателя	c_1	c_2
Карбюраторный	1	1
Дизель с непосредственным впрыском	0,5	1,5
Дизель с предкамерой	0,6	1,4
Дизель с вихревой камерой	0,7	1,3

Так как максимальная мощность двигателя неизвестна, то необходимо вначале определить ее, заменяя в формуле (1.10) значения n_e и N_e известными значениями $N_{v \max}$ и $n_{v \max}$:

$$N_{\max} = \frac{N_{v \max}}{c_1 \frac{n_{v \max}}{n_N} + c_2 \left(\frac{n_{v \max}}{n_N} \right)^2 - \left(\frac{n_{v \max}}{n_N} \right)^3}. \quad (1.11)$$

Для вычисления по формуле (1.11) предварительно выбирается отношение $\frac{n_{v \max}}{n_N}$, которое равно:

для карбюраторных двигателей без ограничителя максимальных чисел оборотов 1,10...1,25, причем большие значения относятся к легковым автомобилям;

для карбюраторных двигателей с ограничителем максимальных оборотов 0,8...0,9;

для дизелей — 0,9...1.

У автомобилей с карбюраторным двигателем без ограничителя при увеличении числа оборотов коленчатого вала свыше n_N мощность уменьшается, так как ухудшается наполнение цилиндров и увеличиваются механические потери в двигателе.

Ограничитель числа оборотов, обычно устанавливающийся на грузовые автомобили и тягачи, сопротивление движению которых значительно уменьшается при неполной нагрузке и без нагрузки или при движении на спуске, не позволяет им превышать соответствующее число оборотов коленчатого вала и заданную максимальную скорость, что обеспечивает безопасность движения автомобиля и долговечность его двигателя. При выполнении тягового расчета грузового автомобиля с ограничителем числа оборотов двигателя принимается, что ограничитель от-

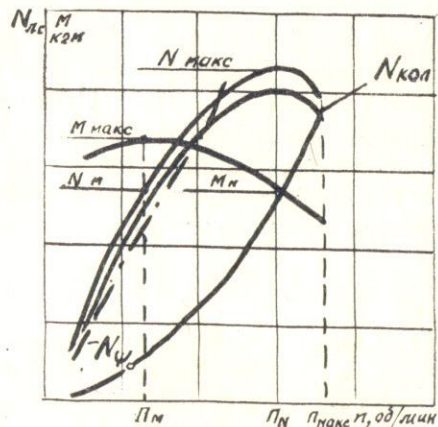


Рис. 1.1. Внешняя скоростная характеристика двигателя и мощностной баланс автомобиля.

сутствует, и характеристики двигателя определяются так же, как и для легкового автомобиля. Получающийся запас мощности позволяет преодолевать повышенное сопротивление движению, не снижая V_{\max} автомобиля по ограничителю числа оборотов.

По полученным значениям N_{\max} и n_N по формуле (1.10) подсчитываются значения мощности, затем строится график зависимости мощности двигателя от числа оборотов коленчатого вала двигателя (рис. 1.1).

Минимальное число оборотов двигателя принимается равным 800...1000 об/м. Одновременно строится график крутящего момента двигателя:

$$M_e = 716,2 \frac{N_e}{n_e}. \quad (1.12)$$

Расчет необходимо производить для 6...10 значений числа оборотов двигателя.

На этом же рисунке показана зависимость мощности N_{ϕ_0} , необходимой для движения автомобиля на прямой передаче по дороге с коэффициентом суммарного сопротивления ϕ_0 , от скорости. Эта зависимость определяется подстановкой в формулу (1.8) значений скорости в км/ч. Для преодоления заданных дорожных сопротивлений кривая мощности двигателя должна пересекаться с кривой мощности сопротивления.

Необходимо помнить, что максимальная мощность N_{\max} , подсчитанная по формуле (1.11) — это мощность, снимаемая с двигателя, установленного на автомобиле.

В технической характеристике двигателя приводится мощность $N_{\text{ст}}$, полученная на стенде без вентилятора, генератора, водяного насоса, воздухоочистителя и глушителя. Установка двигателя под куполом ухудшает его обдув, из-за повышения температуры всасываемого воздуха уменьшается плотность заряда рабочей смеси в цилиндрах и, следовательно, снижается развиваемая двигателем мощность. Все это приводит к тому, что стендовая мощность, указанная в технической характеристике двигателя, на 15—25% выше мощности двигателя, установленного на автомобиле:

$$N_{\text{ст}} = (1,15 \dots 1,25) N_{\max}. \quad (1.13)$$

Величина $N_{\text{ст}}$ двигателя проектируемого автомобиля сравнивается с величинами мощностей существующих двигателей, что позволяет установить возможность применения на новом автомобиле двигателя, выпускаемого промышленностью.

1.3. Определение передаточного числа главной передачи

Известно, что с уменьшением передаточного числа главной передачи i_0 снижается запас мощности двигателя, однако до определенных пределов возрастает максимальная скорость движения. Поэтому лишь для скоростных легковых автомобилей i_0 подбирается так, чтобы максимальная скорость соответствовала максимуму мощности.

Для обычных автомобилей наиболее важной является характеристика разгона, а максимальная скорость движения практически никогда не используется. Исходя из этого положения, для увеличения запаса мощности передаточное число главной передачи подбирается так, чтобы максимальная скорость V_{\max} превышала на некоторую величину скорость V_N , соответствующую максимуму мощности:

$$v_{\max} = (1,10 \dots 1,25) v_N. \quad (1.14)$$

Выбранное таким образом i_0 приводит к улучшению параметров разгона и незначительно снижает максимальную скорость. Передаточное число главной передачи (при $i_k = 1$)

$$i_0 = 0,377 \frac{(1,10 \dots 1,15) n_N r_k}{v_{\max}}. \quad (1.15)$$

Для скоростных легковых автомобилей в формуле (1.15) величина, заключенная в скобки, должна быть приравнена к единице, так как для этих автомобилей $n_{V_{\max}} = n_N$.

Для грузовых автомобилей, снабженных ограничителями максимальных оборотов или регулятором, передаточное число главной передачи

$$i_0 = 0,377 \frac{(0,8 \dots 0,9) n_N r_k}{v_{\max}}. \quad (1.16)$$

Для более полного суждения о наивыгоднейшем значении передаточного числа главной передачи необходимо определить все основные тяговые показатели автомобиля на прямой передаче (V_{\max} , максимальный динамический фактор D_0 , максимальное ускорение j_0) при различных значениях передаточных чисел i_0 .

1.4. Подбор передаточных чисел коробки передач

После подбора характеристики двигателя и передаточного отношения главной передачи определяются передаточные числа коробки передач, которые должны обеспечить автомобилю наилучшую способность преодолевать повышенные дорожные сопротивления и быстро разогнаться.

При определении передаточного числа первой передачи учитывается, что преодоление максимальных сопротивлений движению обычно производится на малых скоростях ($P_x = 0$) и без разгона ($P_j = 0$). Для преодоления автомобилем максимального суммарного сопротивления дороги ($\psi_{\max} = D_{\max}$) необходимо иметь на его ведущих колесах тяговую силу, большую указанного сопротивления, т. е. $P_{T \max} \geq P_{\psi \max}$ ИЛИ

$$\frac{M_{\max} \gamma_{\text{тр}} i_0 i_1}{r_k} \geq G_a \psi_{\max}. \quad (1.17)$$

Отсюда

$$i_1 \geq \frac{G_a \psi_{\max} r_k}{M_{\max} \gamma_{\text{тр}} i_0}. \quad (1.18)$$

Вычислив передаточное число первой передачи, необходимо проверить, не будут ли ведущие колеса автомобиля буксовать, что возможно в том случае, когда тяговое усилие на них больше силы сцепления с дорогой:

$$\frac{M_{\max} \gamma_{\text{тр}} i_0 i_1}{r_k} \leq G_{\text{сц}} \varphi. \quad (1.19)$$

Отсюда

$$i_1 \leq \frac{G_{\text{сц}} \varphi r_k}{M_{\max} \gamma_{\text{тр}} i_0}, \quad (1.20)$$

где φ — коэффициент сцепления шин с дорогой;

$G_{\text{сц}}$ — сцепной вес автомобиля;

$Q_{\text{сц}} = Q_a$ — для автомобилей со всеми ведущими колесами типа 4×4, 6×6, 8×8;

$G_{\text{сц}} = m_2 G_2$ — для автомобилей с задней ведущей осью;

$Q_{\text{сц}} = m_1 Q_1$ — для автомобилей с передней ведущей осью;

m ; m_2 — коэффициенты, учитывающие перераспределение нагрузки по осям при движущемся автомобиле по сравнению с нагрузками, приходящимися на оси неподвижного автомобиля.

В расчетах можно принять: $m_1 = 0,8 \dots 0,9$; $m_2 = 1,1 \dots 1,3$. Для большей надежности результатов проверки i_1 на отсутствие буксования ведущих колес автомобиля берутся некоторые средние значения коэффициента сцепления: $\varphi = 0,6 \dots 0,8$. Сопоставляя неравенства (1.18) и (1.20), определяют пределы, в которых должно лежать значение передаточного числа первой передачи:

$$\frac{G_a \psi_{\max} r_k}{M_{\max} \gamma_{\text{тр}} i_0} \leq i_1 \leq \frac{G_{\text{сц}} \varphi r_k}{M_{\max} \gamma_{\text{тр}} i_0}. \quad (1.21)$$

После определения передаточного числа первой передачи рассматриваются передаточные числа на промежуточных передачах, причем в первую очередь выбирается число передач. С точки зрения тяговых качеств автомобиля, желательно иметь возможно большее число передач, т. е. бесступенчатую коробку. Однако при ручном переключении передач увеличивать беспредельно их число нерационально, так как выгода, получающаяся из-за лучшего использования мощности двигателя, теряется вследствие большого числа переключений передач, на каждое из которых требуется время. Кроме того, значительно усложняются управление автомобилем и конструкция коробки передач. Поэтому практика автомобилестроения выработала для каждого типа автомобиля наивыгоднейшее, с этой точки зрения, число передач. У легковых автомобилей коробки передач обычно имеют три или четыре передачи (в последнее время появляются пятиступенчатые коробки передач), у грузовых — четыре или пять. Более тяжелые грузовые автомобили (грузоподъемностью 4 тонны и выше) имеют, как правило, пять передач (причем пятая является ускоряющей, четвертая — прямой) или от шести до двенадцати.

Соотношение между передаточными числами зависит от изменения числа оборотов при переходе с одной передачи на другую, и выбирается оно так, чтобы при разгоне полнее использовалась мощность двигателя. Если разгон автомобиля происходит в одном и том же интервале чисел оборотов коленчатого вала (обычно это число оборотов при максимальном крутящем моменте n_m и при максимальной мощности n_N), то величина передаточных чисел прогрессии:

$$\frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{i_3}{i_4} = \dots = \frac{i_k}{i_{k+1}} = \text{const.} \quad (1.22)$$

Величина передаточных чисел промежуточных передач и выбранное число передач уточняются по графику переключения передач (рис. 1.2).

Таблица 1.6

Формулы для расчета передаточных чисел коробки передач

Передаточные числа	Число передач в коробке			
	3	4	5	5 с ускоряющей
i_1	i_1	i_1	i_1	i_1
i_2	$\sqrt{i_1}$	$\sqrt[3]{i_1^2}$	$\sqrt[4]{i_1^3}$	$\sqrt[3]{i_1^2}$
i_3	1	$\sqrt[3]{i_1}$	$\sqrt[4]{i_1^2}$	$\sqrt[3]{i_1}$
i_4		1	$\sqrt[4]{i_1}$	1
			1	$\frac{1}{\sqrt[3]{i_1^2}}$

Для получения графика (рис. 1.2) необходимо построить кривые $N_k = f(n_e)$ и $M = f(n_e)$ внешней скоростной характеристики;

вертикальную прямую через точку, соответствующую n_{\max} . Эту прямую примем за ось скоростей, на которой нанесем точки, соответствующие максимальной скорости для передачи, и соединим их с началом координат графика. Через эти же точки проведем горизонтальные прямые до пересечения с соседней наклонной прямой. Максимальная скорость на промежуточных передачах

$$V_{\max}^I = \frac{V_{\max}}{i_k}, \quad (1.23)$$

где V_{\max} — максимальная скорость автомобиля.

Полученный таким образом график необходимо проанализировать в соответствии с положениями теории автомобиля, оценить выбранное число передач и их передаточные числа и, если необходимо, изменить выбранные параметры. Как показано на рис. 1.2, число промежуточных передач (одна) и величина ее передаточного числа выбраны неправильно (точки a и b). Увеличение числа промежуточных передач до двух и изменение передаточного числа второй передачи обеспечат необходимый процесс переключения передач (пунктирные линии и точки a^1, b^1, c^1).

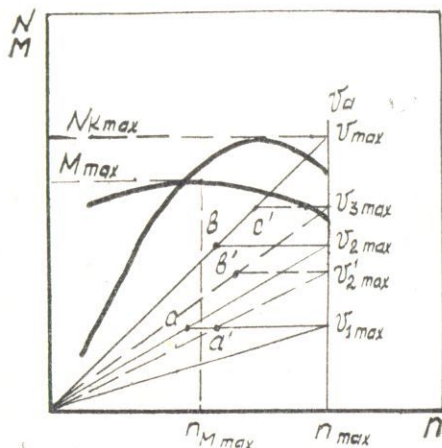


Рис. 1.2. Внешняя скоростная характеристика при разгоне автомобиля

ше, чем выше она была до переключения. При разгоне на высших передачах необходимо использовать наибольшую среднюю мощность двигателя, поэтому в существующих конструкциях коробок передач передаточные числа высших передач несколько сближены:

$$\frac{i_1}{i_2} \geq \frac{i_2}{i_3} \geq \dots \geq \frac{i_k}{i_{(k+1)}}. \quad (1.24)$$

Полученные передаточные числа являются ориентировочными и могут несколько изменяться при проектировании коробок передач в зависимости от кинематического расчета всех элементов коробки.

Передаточное число понижающей передачи в раздаточной коробке определяется из условия отсутствия буксования ведущих колес:

$$i_p^1 = \frac{\varphi_x G_a r_k}{M_{\max} i_{k1} i_0 \gamma_{\text{тр}}}, \quad (1.25)$$

где $\varphi_x = 0,6 \dots 0,8$.

Расчетное значение i_p^1 проверяется на возможность получения устойчивой минимальной скорости движения:

$$v_{\min} = 0,377 n_{\min} \frac{r_k}{i_{k1} i_0 i_p^1}. \quad (1.26)$$

Минимальная скорость должна быть равна $0,8 \dots 1,5$ м/с ($3 \dots 5$ км/ч).

1.5. Определение основных показателей динамики автомобиля

После определения передаточных чисел главной передачи, коробки передач и раздаточной коробки вычисляются показатели динамики автомобиля: динамический фактор, ускорение, время и путь разгона.

1.5.1. Определение динамической характеристики автомобиля

Сначала необходимо построить график тягового баланса автомобиля, уравнение которого имеет следующий вид:

$$P_T = P_f + P_x + P_j + P_n. \quad (1.27)$$

Составляющие уравнения определяются по следующим формулам: тяговая сила на ведущих колесах автомобиля

$$P_t = \frac{M_e i_k i_0 \eta_{тр}}{r_k}; \quad (1.28)$$

сила сопротивления качению

$$P_f = G_a f \cos \alpha; \quad (1.29)$$

сила сопротивления воздуха

$$P_w = \frac{kF v_a^2}{13}; \quad (1.30)$$

сила сопротивления подъему

$$P_n = G_a \sin \alpha. \quad (1.31)$$

Скорость автомобиля рассчитывается по формуле:

$$v_a = 0,377 \frac{n_e r_k}{i_0 i_k}. \quad (1.32)$$

Обозначение параметров в формулах (1,29...1,38) известно по ранее приведенным формулам. По полученным значениям тяговой силы для каждой передачи и сил сопротивления строится график тягового баланса (рис. 1,3).

Динамическая характеристика, показывающая зависимость динамического фактора от скорости автомобиля на всех передачах в коробке передач,

$$D = \frac{P_T - P_x}{G_a} = \frac{\frac{M_e i_0 i_k \eta_{тр}}{r_k} - \frac{kF v_a^2}{13}}{G_a}. \quad (1.33)$$

При расчете динамического фактора используются результаты предыдущих расчетов по P_T и P_x . По полученным данным строится график динамической характеристики автомобиля (рис. 1,4).

Для выяснения вопроса о возможности реализации динамического фактора на различных передачах определяется динамический фактор по сцеплению D_φ :

$$D_\varphi = \frac{Z\varphi - P_w}{G_a}. \quad (1.34)$$

Так как буксование обычно наблюдается на низких передачах, то сопротивление воздуха не учитывается:

$$D_{\varphi} = \frac{Z_{\varphi}}{G_a}, \quad (1.35)$$

где Z — реакция на ведущих колесах автомобиля.

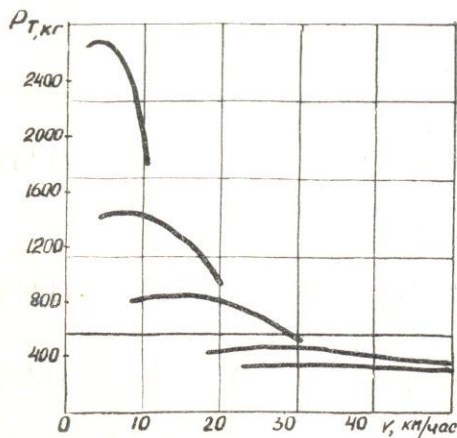


Рис. 1.3. Характеристика тягового баланса автомобиля

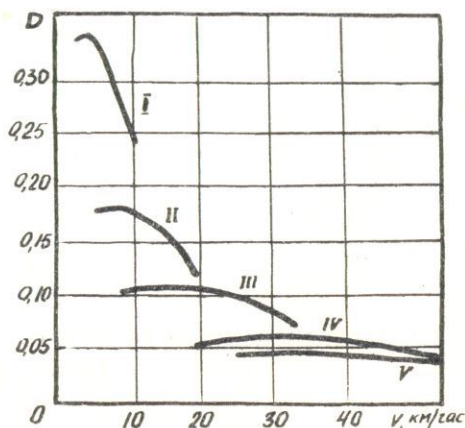


Рис. 1.4. Динамическая характеристика автомобиля

Для автомобиля с задними ведущими колесами

$$Z = Z_2 = G_a \cos \alpha m_2. \quad (1.36)$$

Для автомобиля с передними ведущими колесами:

$$Z = Z_1 = G_a \cos \alpha m_1. \quad (1.37)$$

Для автомобиля со всеми ведущими колесами:

$$Z = G_a \cos \alpha. \quad (1.38)$$

Условия движения автомобиля без буксования ведущих колес записываются в виде $D_{\varphi} > D$.

1.5.2. Определение мощностного баланса автомобиля

Для решения ряда вопросов, как, например, выбор передаточного числа главной передачи, исследование топливной экономичности автомобиля, удобным является анализ мощностного баланса автомобиля, который выражается уравнением:

$$N_{\text{кол}} = N_e \eta_{\text{тр}} = N_f + N_n + N_w + N_j, \quad (1.39)$$

где N_f — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению;

N_n — мощность, затрачиваемая на преодоление подъема;

N_w — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха;

N_j — мощность, затрачиваемая на ускорение автомобиля.

Уравнение (1.39) показывает, как распределяется мощность, развиваемая на ведущих колесах автомобиля, по различным сопротивлениям движению.

Мощности, затрачиваемые на преодоление сопротивлений движению, определяются по формулам:

$$N_f = \frac{G_a f v_a \cos \alpha}{270}; \quad (1.40)$$

$$N_{\pi} = \frac{G_a v_a \sin \alpha}{270}; \quad (1.41)$$

$$N_w = \frac{k F v_a^2}{3500}; \quad (1.42)$$

$$N_j = \frac{G_a j v_a^3}{g 270}, \quad (1.43)$$

где v_a — скорость, км/ч.

Поскольку мощностной баланс рассчитывается для автомобиля, движущегося на прямой передаче, а передаточное число главной передачи — при максимальной скорости, то коэффициент сопротивления качению колес выбирается для той же дороги, на которой автомобиль должен развивать максимальную скорость. Так как зависимость N_j от V_a выражается в первой степени, то можно подсчитать одно значение мощности (например, при V_{\max}) и соединить полученную точку с началом координат графика.

По подсчитанным значениям, используя формулы (1.39; 1.40; 1.42; 1.43), строится график мощностного баланса для автомобиля, движущегося на прямой передаче по горизонтальной дороге ($\alpha=0$) (рис. 1.1).

Точка пересечения кривой мощности $N_{\text{кол}}$, развиваемой на ведущих колесах автомобиля, с кривой мощности $N_f + N_w$, затрачиваемой на преодоление сопротивлений качению и воздуха, определяет скорость V_{\max} .

1. 5. 3. Определение ускорения автомобиля

Время равномерного движения автомобиля обычно мало по сравнению с общим временем его работы. Например, в городах автомобили движутся равномерно всего 15...25% времени, от 30 до 45% — ускоренно и от 30 до 40% — накатом и с торможением.

Ускорение движения, которое может развить автомобиль при заданных условиях, характеризует его динамичность: чем больше ускорение, тем выше при прочих равных условиях средняя скорость движения, а следовательно, и производительность автомобиля.

Ускорения автомобиля вычисляются по формуле:

$$j = \frac{(P_T - P_c) g}{G_a} \quad (1.44)$$

или

$$j = \frac{(D - \psi) g}{\delta}, \quad (1.45)$$

где $P_c = P_\psi + P_w$ — суммарная сила сопротивления движению автомобиля;

δ — коэффициент учета вращающихся масс автомобиля, зависящий от моментов инерции этих масс и передаточных чисел трансмиссии:

$$\delta = 1 + \frac{I_e i_0^2 i_k^2 g \eta_{тр}}{G_a r_k^2} + g \frac{\Sigma I_k}{G_a r_k^2}, \quad (1.46)$$

где I_e — момент инерции вращающихся масс двигателя;

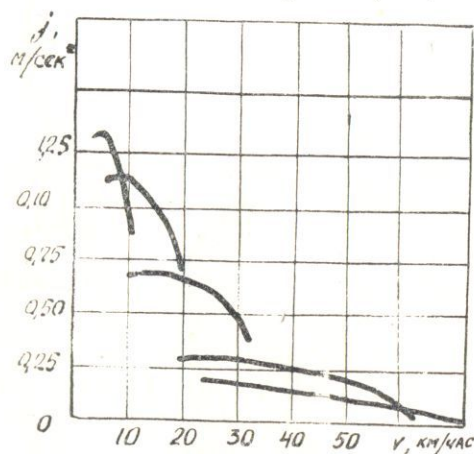


Рис. 1.5. График ускорения автомобиля

g — ускорение силы тяжести;
 I_k — момент инерции колеса.

При отсутствии данных по I_e и I_k коэффициент учета вращающихся масс можно рассчитать по приближенной формуле:

$$\delta = 1,05 + 0,07 i_k^2. \quad (1.47)$$

Величина ускорений определяется для автомобиля, движущегося по горизонтальной прямой дороге с усовершенствованным покрытием. Для этих условий $\Psi = f$. По результатам расчета строится график автомобиля (рис. 1.5).

1.5.4. Определение времени, пути разгона автомобиля

Ускорение, полностью характеризую способность автомобиля к быстрому разгону, в то же время не дает достаточно ясного представления о динамичности, для чего определяются время и путь разгона. Время разгона вычисляется графическим интегрированием по графику величин, обратных ускорениям (рис. 1.6).

Для построения зависимости времени разгона от скорости вся площадь под кривой $\frac{1}{j} = f(V_a)$ разбивается вертикальными линиями на участки с интервалом скоростей 5...10 км/ч. Чем меньше интервал, тем выше точность результатов определения времени разгона. Для упрощения подсчета площадь каждого участка за-

меняется площадью прямоугольника с высотой $\frac{1}{j_{cp}} = \frac{\frac{1}{j_1} - \frac{1}{j_2}}{2}$,

где $\frac{1}{j_1}$ и $\frac{1}{j_2}$ обратные ускорения в начале и в конце участка.

Время разгона определяется суммированием элементарных площадок:

$$\Delta t = \frac{1}{j_{cp}} dv; \quad t = \frac{\Sigma \Delta t \cdot ab}{3,6_a}, \quad (1.48)$$

где a, b — масштабы соответственно скорости и обратных ускорений.

Следовательно, время разгона от скорости V_0 до скорости V_1

$$t_1 = \frac{\Delta' t ab}{3,6}; \quad (1.49)$$

до скорости V_2

$$t_2 = \frac{\Delta' t + \Delta'' t}{3,6} ab; \quad (1.50)$$

до скорости V_3

$$t_3 = \frac{\Delta' t + \Delta'' t + \Delta''' t}{3,6} ab \quad (1.51)$$

и т. д.

Путь разгона также вычисляется графическим интегрированием по графику времени разгона (рис. 1.7).

Для построения зависимости пути разгона от скорости автомобиля площадь под кривой $t=f(V_a)$ разбивается горизонтальными линиями на несколько участков. Для упрощения подсчета площадь каждого участка заполняется площадью прямоугольника с высотой $V_{cp} = \frac{V_1 + V_2}{2}$, где V_1 и V_2 — скорости соответственно в начале и в конце участка.

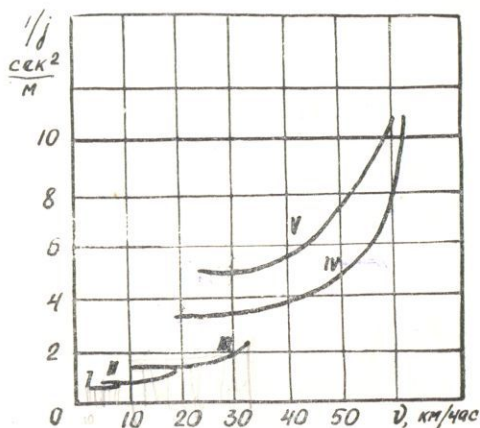


Рис. 1.6. Величины, обратные ускорениям автомобиля

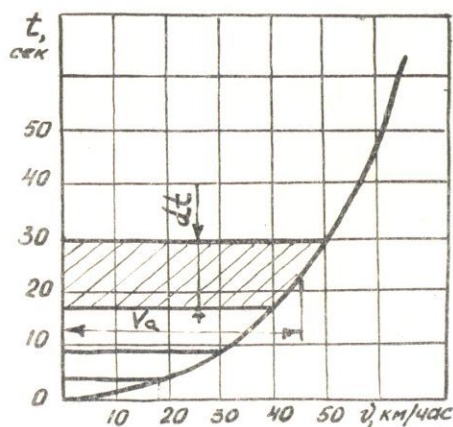


Рис. 1.7. График времени разгона автомобиля

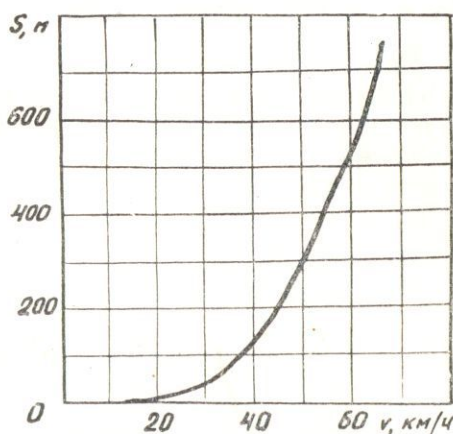


Рис. 1.8. График пути разгона автомобиля

Суммируя элементарные площади $\Delta s = v_{cp} dt$, заключенные между кривой и осью ординат, определяют путь разгона в заданном диапазоне:

$$s = \frac{\Sigma \Delta s}{3,6} al, \quad (1.52)$$

где l — масштаб времени.

Путь разгона от скорости V_0 до скорости V_1

$$s_1 = \frac{\Delta' s al}{3,6}; \quad (1.53)$$

до скорости V_2

$$s_2 = \frac{\Delta' s + \Delta'' s}{3,6} al; \quad (1.54)$$

до скорости V_3

$$s_3 = \frac{\Delta' s + \Delta'' s + \Delta''' s}{3,6} al \quad (1.55)$$

и т. д.

По полученным данным строится график зависимости пути разгона автомобиля от его скорости (рис. 1.8).

Время, затрачиваемое водителем на переключение передач, и путь, проходимый автомобилем за это время, рекомендуется не учитывать, так как в тяговом расчете проводится анализ динамичности автомобиля, то есть субъективный фактор—водитель не принимается во внимание.

Обычно время и путь разгона автомобиля определяются для случая разгона с места, при этом расчет начинается от V_{min} , соответствующей минимальным устойчивым оборотам холостого хода двигателя (800...1000 об/м), заканчивается при $V = (0,9...0,95) V_{max}$.

1.6. Определение топливной экономичности автомобиля

Экономическая характеристика автомобиля представляет собой зависимость расхода топлива в л/100 км (кг/100 км) от скорости автомобиля при различных дорожных сопротивлениях. Расход топлива на 100 км пути

$$Q_n = 100 \frac{Q_b}{v_a}, \quad (1.56)$$

где Q_b — часовой расход топлива, кг.

По теории двигателей известно, что

$$Q_b = \frac{g_e N}{1000}, \quad (1.57)$$

где g_e — удельный расход топлива двигателем в рассматриваемый момент движения, г/л с. ч.;

N — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивлений дороги и воздуха, л. с.

Следовательно,

$$Q_n = \frac{g_e N}{10 v_a} \quad (1.58)$$

Для построения экономической характеристики необходимо иметь следующие данные:

- а) суммарные дорожные сопротивления ψ_1, ψ_2, \dots ;
- б) внешнюю характеристику двигателя;
- в) нагрузочную характеристику двигателя, представляющую собой зависимость удельного g_e или часового Q_b расхода топлива от нагрузки $N\%$ двигателя при различных числах оборотов коленчатого вала (рис. 1.9).

Нагрузка двигателя выражается процентным отношением мощности, развиваемой при данном режиме, к мощности, развиваемой на тех же оборотах при полном открытии дроссельной заслонки.

Отношение мощностей можно заменить отношением сил сопротивления к тяговому усилию:

$$N\% = \frac{N_\psi + N_x}{N_e \eta_{\text{тр}}} \cdot 100 = \frac{P_\psi + P_x}{P_K} \cdot 100, \quad (1.59)$$

где N_e, P_K — соответственно мощность двигателя и тяговое усилие на ведущих колесах автомобиля для данного режима при полном открытии дроссельной заслонки.

По нагрузке из графика (рис. 1.9) определяется удельный рас-

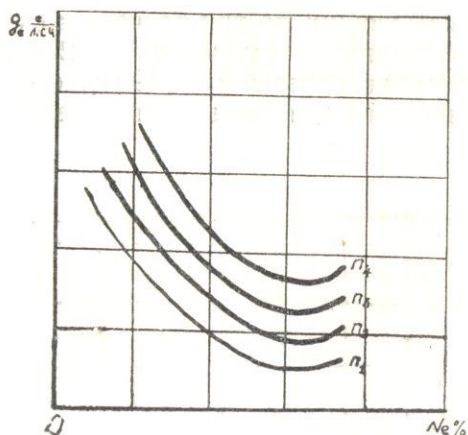


Рис. 1.9. Нагрузочная характеристика двигателя

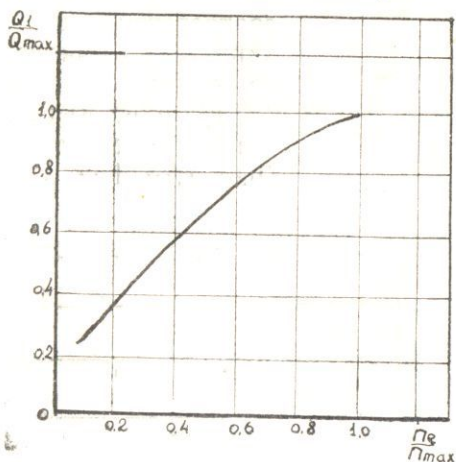


Рис. 1.10. Безразмерная характеристика двигателя

ход топлива, затем по формуле (1.58) подсчитывается расход топлива на 100 км пути в зависимости от скорости автомобиля.

Обычно экономическая характеристика строится для автомобиля, движущегося с полной нагрузкой по горизонтальной ($i=0$) асфальтобетонной ($f=0,02$) дороге при включенной прямой передаче (при наличии повышающей передачи также и на ней).

При проектировании нового автомобиля данные лабораторных испытаний могут отсутствовать, и экономическая характеристика не может быть построена.

В этом случае применяется приближенный метод, заключающийся в использовании безразмерных характеристик, пригодных для всех двигателей. С некоторым приближением (около 10%) можно считать, что безразмерные характеристики представляют собой зависимости

$$\frac{Q_{b1}}{Q_{b\max}} \text{ от } \frac{n_e}{n_{\max}}; \frac{Q_b}{Q_b} \text{ от } N\%; \frac{g_e}{g_{e\min}} \text{ от } \frac{n_e}{n_{\max}},$$

где Q_{b1} — текущее значение часового расхода топлива при полном открытии дроссельной заслонки при различных числах оборотов двигателя;

$Q_{b\max}$ — часовой расход топлива на полном дросселе, соответствующий максимальным числа оборотов двигателя;

n_e — текущее значение числа оборотов двигателя;

n_{\max} — максимальное число оборотов двигателя;

Q_b — текущее значение часового расхода топлива при том же числе оборотов двигателя, что и Q_{b1} ;

g_e — текущее значение удельного расхода топлива;

$g_{e\min}$ — минимальное значение удельного расхода топлива при полном открытии дроссельной заслонки, которое приводится в техническом паспорте двигателя, наиболее соответствующем проектируемому. Если нет такого двигателя из числа существующих, то при расчете можно взять для карбюраторных двигателей 210...240 г/л с. ч.; для дизельных двигателей 160...190 г/л с. ч., эти характеристики одинаковы для всех двигателей (рис. 1.10, 1.11, 1.12).

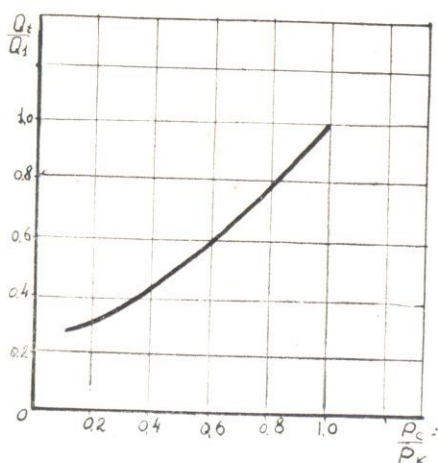


Рис. 1.11. Безразмерная характеристика двигателя

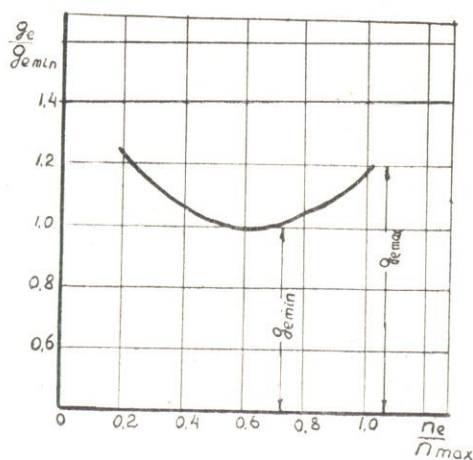


Рис. 1.12. Безразмерная характеристика двигателя

Из рис. 1.12 определяется отношение $\frac{g_e}{g_{e \min}}$, соответствующее максимальным числам оборотов двигателя n_{\max} ($\frac{n_e}{n_{\max}} = 1$):

$$\frac{g_e}{g_{e \min}} = 1,2. \quad (1.60)$$

Задаваясь удельным минимальным расходом топлива $g_{e \min}$, можно определить удельный расход топлива при максимальном числе оборотов двигателя:

$$g_{e \max} = 1,2 g_{e \min};$$

$$Q_{\max} = \frac{1,2 g_{e \min} N_{n \max}}{1000}. \quad (1.61)$$

Определив максимальный часовой расход топлива Q_{\max} , расчет ведут следующим образом:

1) определяют, задаваясь различными скоростями движения (при $\psi = 0,02$), нагрузку двигателя по формуле (1.59);

2) вычисляют отношение оборотов $\frac{n_e}{n_{e \max}}$ для тех же скоростей движения;

3) находят по отношению оборотов $\frac{n_e}{n_{e \max}}$ из графика (рис. 1.10) величину $\frac{Q_{b_1}}{Q_{\max}}$;

4) определяют из графика (рис. 1.11) отношение $\frac{Q_b}{Q_{b_1}}$;

5) вычисляют по найденному Q_{\max} и отношению $\frac{Q_{b_1}}{Q_{\max}}$ величину Q_{b_1} , а отношению $\frac{Q_b}{Q_{b_1}}$ — величину Q_b ;

6) вычисляют, имея величины часового расхода топлива Q_b для различных скоростей движения, по формуле (1.51) расход топлива на 100 км пути и строят график экономической характеристики автомобиля (рис. 2.13).

II. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Механическая шестеренчатая передача имеет ряд существенных недостатков:

во-первых, необходимость ручного переключения усложняет работу водителя, особенно в условиях интенсивного городского движения, и понижает безопасность движения;

во-вторых, двигатель не всегда работает в выгодных режимах. В результате не обеспечиваются наиболее высокие тяговые качества и топливная экономичность автомобиля.

Гидромеханическая передача, обычно состоящая из гидродинамического трансформатора (гидротрансформатора) и двух-трехступенчатой шестеренчатой коробки передач, обладает следующими

ми преимуществами по сравнению с обычной шестеренчатой коробкой передач:

- 1) существенно облегчает управление автомобилем;
- 2) улучшает комфортабельность автомобиля;
- 3) способствует повышению безопасности движения;
- 4) повышает проходимость автомобиля;
- 5) снижает динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля;
- 6) способствует повышению срока службы трансмиссии и шин автомобиля.

Однако и гидромеханическая передача имеет некоторые недостатки: сложность конструкции, высокую стоимость, повышенный вес, некоторое снижение тяговых качеств и топливной экономичности автомобиля.

2.1. Особенность расчета

Тяговый расчет автомобиля с гидромеханической передачей, как и для автомобиля с обычной шестеренчатой коробкой передач, выполняется для определения основных параметров двигателя и силовой передачи, обеспечивающих заданные эксплуатационные качества. Расчет показателей динамичности и топливной экономичности в этом случае осложнен отсутствием жесткой кинематической связи между коленчатым валом и трансмиссией автомобиля, как при фрикционном сцеплении и механической передаче. На режиме трансформации крутящего момента насосное и турбинное колеса имеют различное число оборотов. От соотношения скоростей вращения ведущего и ведомого валов гидротрансформатора зависят величина коэффициента трансформации, определяющая значение момента, передаваемого на трансмиссию, а следовательно, и тяговые качества автомобиля.

При тягово-динамическом расчете автомобиля с гидромеханической передачей возникает необходимость в определении следующих параметров гидротрансформатора:

- 1) активного диаметра;
- 2) нагрузочной характеристики системы двигатель — гидротрансформатор;
- 3) выходной характеристики системы двигатель—гидротрансформатор.

Поэтому дополнительно к основным параметрам, выбираемым для автомобиля с механической трансмиссией, необходимо иметь:

- 1) принципиальную схему гидромеханической передачи;
- 2) безразмерную характеристику гидротрансформатора;
- 3) скольжение гидротрансформатора на режиме гидромукты при равномерном движении с высокой и средней скоростью.

Безразмерная характеристика выражает зависимость коэффициента полезного действия гидротрансформатора η , коэффициента трансформации $K_{\text{ГТ}}$ и коэффициента момента $\lambda_{\text{н}}$ от передаточного отношения гидротрансформатора: $i_{\text{ГТ}} = \frac{n_{\text{Т}}}{n_{\text{н}}}$. Строится на основании экспериментов.

Коэффициент полезного действия η является отношением мощности N_T , снимаемой с турбины, к мощности N_H , подведенной к насосу:

$$\eta = \frac{N_T}{N_H} = \frac{M_T \cdot n_T}{M_H \cdot n_H} = k_{гт} \cdot i_{гт}. \quad (2.1)$$

По мере увеличения скорости вращения турбины $i_{гт}$ увеличивается, а так как $k_{гт}$ при этом уменьшается медленнее, чем растет $i_{гт}$, то η также увеличивается. Когда скорость вращения турбины и насоса равны ($i_{гт} = 1$), то $k_{гт} = 0$, $\eta = 0$.

Коэффициент трансформации $k_{гт}$ характеризует степень увеличения момента, передаваемого гидротрансформатором. Наибольшее значение $k_{гт}$ имеет при неподвижной турбине. По мере увеличения $i_{гт}$ величина $k_{гт}$ уменьшается.

Коэффициент крутящего момента насоса λ_H характеризует способность гидротрансформатора изменять нагрузку на валу насоса при изменении нагрузки на валу турбины (свойство «прозрачности» гидротрансформатора):

$$M_H = \lambda_H \gamma n_H^2 D^5. \quad (2.2)$$

Коэффициент λ_H определяется экспериментально. Если $\lambda_H = \text{const}$, гидротрансформатор называется непрозрачным (рис. 2.1), если величина коэффициента λ_H меняется в некоторых пределах, гидротрансформатор называется прозрачным (рис. 2.2).

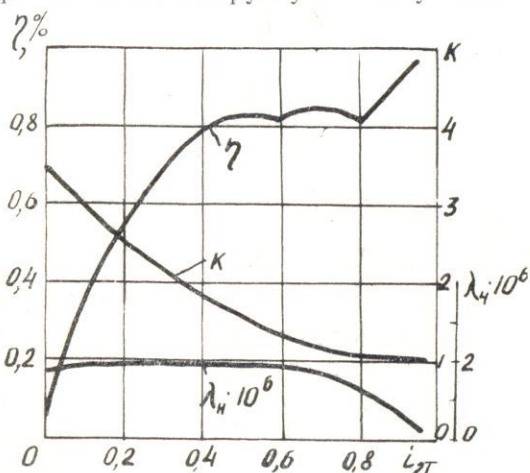


Рис. 2.1. Безразмерная характеристика гидротрансформатора автомобилей БелАЗ-540, 584

Скольжением гидротрансформатора на режиме работы гидромолфты $S_{гм}$ называется разность чисел оборотов в минуту насоса и турбины, отнесенная к числу оборотов насоса:

$$S_{гм} = \frac{n_H - n_T}{n_H} \cdot 100\% = \left(1 - \frac{n_T}{n_H}\right) \cdot 100\% = (1 - i_{гт}) \cdot 100\%. \quad (2.3)$$

При неподвижной турбине происходит полное скольжение ($S_{гм} = 100\%$). По мере увеличения $i_{гт}$ скольжение уменьшается и при большой скорости турбины составляет 2—3%.

2.2. Определение внешней скоростной характеристики двигателя

Подобрав исходные данные, можно приступить к построению внешней скоростной характеристики двигателя.

Определение весовых показателей автомобиля с гидромеханической передачей и подбор шин проводятся в той же последовательности, что и для автомобиля с механической передачей.

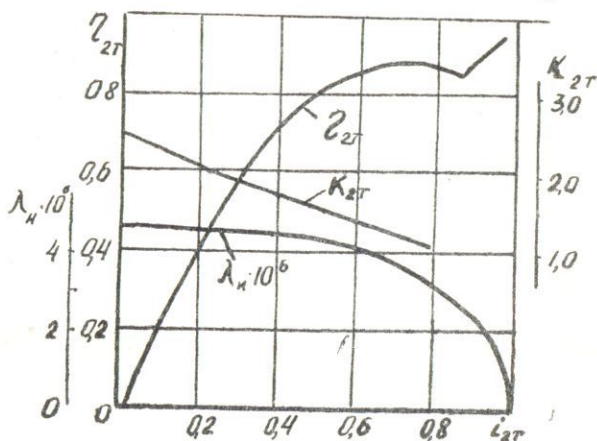


Рис. 2.2. Безразмерная характеристика гидротрансформатора автомобиля «Москвич-412»

Потребная мощность двигателя в зависимости от дорожных сопротивлений находится по формуле (1.8) с учетом к. п. д. гидротрансформатора $\eta_{тр}$:

$$\eta_{тр} = \eta_{гт} \cdot \eta_{мех}, \quad (2.4)$$

где $\eta_{гт}$ — к. п. д. гидротрансформатора;

$\eta_{мех}$ — к. п. д. механической части трансмиссии за гидротрансформатором.

Расчет выходной характеристики начинается с определения области совместной работы двигателя и гидротрансформатора. Анализу подвергаются внешняя скоростная характеристика двигателя, безразмерная характеристика гидротрансформатора, активный диаметр гидротрансформатора и удельный вес рабочей жидкости.

В зависимости от типа и назначения автомобиля следует рационально выбирать кинематическую схему и характеристику гидротрансформатора.

В настоящее время в практике отечественного и зарубежного автомобилестроения наибольшее распространение получили трех- и четырехколесные гидротрансформаторы, которые состоят из насосного и турбинного колес и одного или двух реакторов. Для автомобилей, эксплуатирующихся при переменных режимах и нагрузках, желательно использовать комплексные или блокируемые гидротрансформаторы, позволяющие получать высокие значения к. п. д. в широкой области передаточных отношений $i_{гт}$.

Блокирование гидротрансформатора и переход на прямую механическую передачу наиболее часто проводятся в гидромеханических трансмиссиях автобусов, которые имеют большие значения

коэффициента трансформации. В этих автомобилях гидротрансформатор используется в основном только для разгона, часто повторяющегося по условиям эксплуатации. На легковых и грузовых автомобилях наиболее распространено автоматическое переключение гидротрансформатора на режим работы гидромукты.

Для совместной работы двигателя внутреннего сгорания с гидротрансформатором последний должен иметь такую прозрачность, при которой двигатель развивал бы наибольший крутящий момент

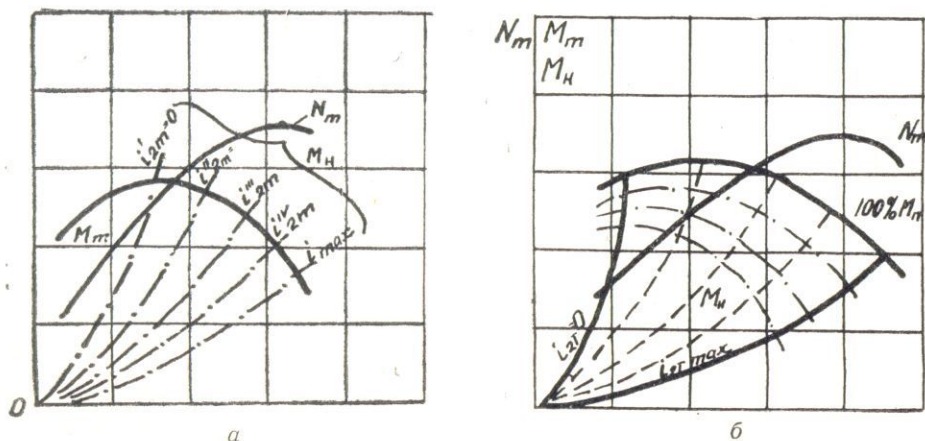


Рис. 2.3. Согласование режимов работы двигателя и прозрачного гидротрансформатора:

а — грузового автомобиля; б — легкового автомобиля

во время трогания с места, а затем, по мере разгона, переходил бы на режим максимальной мощности (рис. 2.3).

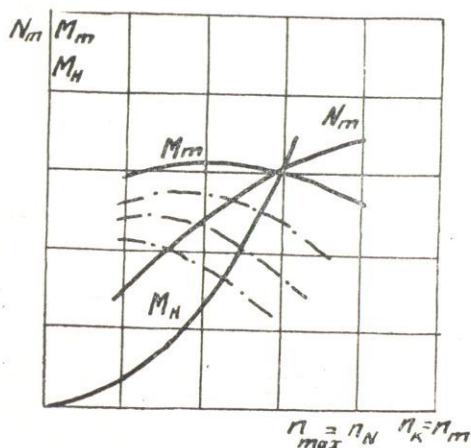
Такую характеристику имеют обычно грузовые автомобили с карбюраторным двигателем, для которых важным является получение большой силы тяги на колесах при трогании с места (рис. 2.3 а).

Для легковых автомобилей с карбюраторным двигателем и прозрачным гидротрансформатором (рис. 2.3 б) с целью уменьшения шума двигателя при трогании с места, а также для некоторого уменьшения износа двигателя и улучшения топливной экономичности целесообразно при остановленной турбине нагружать двигатель при числе оборотов меньшем, чем число оборотов, соответствующее максимальному крутящему моменту, несмотря на то, что это снижает силу тяги на колесах.

Непрозрачный гидротрансформатор, у которого при изменении передаточного отношения $i_{г.т}$ момент на насосном колесе остается постоянным, не позволяет одновременно использовать возможности двигателя по мощности и крутящему моменту (рис. 2.4).

У дизелей с пологой характеристикой крутящего момента и малым диапазоном изменения чисел оборотов коленчатого вала момент M_N и обороты n_N при максимальной мощности меньше от-

личаются от M_{\max} и n_m , чем у карбюраторного двигателя. Поэтому с дизелями следует использовать непрозрачные или малопрозрачные гидротрансформаторы, а с карбюраторными двигателями желательно применять гидротрансформаторы с большой прозрачностью.



работы двигателя и непрозрачного гидротрансформатора

Совместная работа двигателя и гидротрансформатора определяется нагрузочной характеристикой, на которой приведены кривые зависимости моментов двигателя M_m и насоса M_n от числа оборотов коленчатого вала или насосного колеса при различных значениях передаточного отношения гидротрансформатора.

Нагрузочные кривые насоса гидротрансформатора.

$$M_n = \lambda_n \gamma n_n^2 D^5, \quad (2.6)$$

где λ_n — коэффициент крутящего момента насоса, $\text{мин}^2/\text{м} \cdot \text{об}^2$;
 γ — удельный вес рабочей жидкости, который можно принять равным $820 \dots 890 \text{ кг/м}^3$;

n_n — число оборотов насоса, об/мин ;

D — активный диаметр гидротрансформатора, м .

Если на безразмерной характеристике гидротрансформатора приведены кривые $\lambda_n \cdot 10^n = f(i_{\text{гт}})$ или $\lambda_n \gamma \cdot 10^n = f(i_{\text{гт}})$, то для каждого значения $i_{\text{гт}}$ $\lambda_n \cdot 10^n = a_i$ или $\lambda_n \gamma \cdot 10^n = b_i$; тогда в уравнение (2.6) необходимо подставить вместо λ_n и $\lambda_n \gamma$ соответственно значения $a_i 10^{-n}$ и $b_i 10^{-n}$.

Каждая кривая момента нагрузки двигателя насосом гидротрансформатора построена для определенного передаточного отношения $i_{\text{гт}}$. Выбрав значение $i_{\text{гт}} = 0$, по безразмерной характеристике находят соответствующую величину $\lambda_{n_{i=0}}$. Затем подставляя значения $\lambda_{n_{i=0}}$ и n_n в уравнение (2.6), на скоростную характеристику двигателя наносят кривую момента $M_{n_{i=0}}$ при полностью заторможенной турбине. Такие же кривые строятся и для других значений $i_{\text{гт}}$.

Для комплексных гидротрансформаторов $i_{\text{гт}}$ изменяется от 0 до $i_{\max} = 0.97 \dots 0.98$, для блокируемых — от 0 до $i_{\max} = 1.0$. При установке прозрачных гидротрансформаторов кривые рекомендуется строить при значениях $i_{\text{гт}} = 0; 0.2; 0.4; 0.6; 0.8$; i_{\max} и $i_{\text{гт}}$, соответствующих максимальному к. п. д. на режиме трансформации и моменту начала перехода на режим гидромукфы или блокировки.

Точки пересечения нагрузочных кривых насоса с кривой момента двигателя (рис. 2.3, 2.4) определяют область совместной работы

двигателя и гидротрансформатора. У прозрачных гидротрансформаторов при различных значениях $i_{\text{ГТ}}$ характеристика входа изобразится в виде пучка кривых $M_{\text{н}}$, выходящих из начала координат. У непрозрачного гидротрансформатора (рис. 2.4) получается всего одна параболическая кривая $M_{\text{н}}$, так как $\lambda_{\text{н}} = \text{const}$ при различных значениях $i_{\text{ГТ}}$.

Таблица 2.1

Обороты насосного колеса, определяющие согласованность работы двигателя и гидротрансформатора

	Значения чисел оборотов насосного колеса гидротрансформатора	
	непрозрачного $n_{\text{м}}$	прозрачного $n_{\text{м}}$
Автомобиль		
Грузовые и автобусы	(1,2...1,4)	(0,95...1,15)
Легковые	(0,75...0,85)	(0,7...0,8)

По графикам (рис. 2.3 и 2.4) определяем степень согласования режимов работы двигателя и гидротрансформатора, которые будут считаться согласованными, если обороты насосного колеса, соответствующие точке пересечения кривой момента двигателя и момента на насосном колесе при $i_{\text{ГТ}} = 0$, равны значениям, указанным в табл. 2.1.

Для режима работы в этой точке определяется активный диаметр гидротрансформатора:

$$D = \sqrt[5]{\frac{M_m}{\lambda_{\text{н}i=0} \gamma n_{\text{н}}^2}}, \quad (2.7)$$

где $n_{\text{н}}$ — значения оборотов насосов (табл. 2.1);

M_m — значения момента (находятся по характеристике двигателя для выбранного числа оборотов насоса $n_{\text{н}}$).

После нахождения диаметра D строят характеристику совместной работы двигателя и гидротрансформатора, имея в виду, что для насосного колеса, соединенного непосредственно с коленчатым валом двигателя, $n_{\text{н}} = n_{\text{е}}$. Необходимо проверить, чтобы при работе двигателя с комплексным или блокируемым гидротрансформатором был запас мощности на режиме гидромукты или блокировки. Если такого запаса нет, то необходимо уменьшить значения $n_{\text{н}}$, взятые из табл. 2.1, и пересчитать активный диаметр гидротрансформатора D .

2.3. Расчет выходной характеристики системы двигатель—трансформатор

Если есть готовый гидротрансформатор, согласование режимов работы осуществляется установкой между валами двигателя и гидротрансформатора редуктора с передаточным числом $i_{\text{р}}$. В этом случае при анализе совместной работы двигателя и гидротрансформатора удобнее использовать характеристику двигателя, приведенную к ведущему валу гидротрансформатора, т. е. к валу насосного колеса, так как затем легче будет перейти от оборотов насоса $n_{\text{н}}$ к соответствующим оборотам турбины $n_{\text{т}}$.

Крутящий момент M'_e и число оборотов n'_e двигателя, приведенные к валу насосного колеса гидротрансформатора, должны быть равны моменту на этом валу M_H и его числу оборотов n_H :

$$M'_e = M_H; \quad n'_e = n_H, \quad (2.8)$$

где $M'_e = M_e i_p \gamma_p$;

$$n'_e = \frac{n_e}{i_p};$$

$$i_p = \frac{n_e}{n_H};$$

η_p — к. п. д. редуктора.

Из графиков (рис. 2.5) видно, что при применении понижающей передачи кривая крутящего момента становится более изогнутой, а величина его возрастает. При повышенной передаче уменьшается величина момента, кривая его изменения становится более пологой и смещается в сторону больших оборотов.

Ориентировочно величину передаточного числа редуктора i_p можно определить из соотношения:

$$M_e = M_e i_p \gamma_p = \lambda_{n_i=0} \gamma n_H^2 D^5. \quad (2.9)$$

Отсюда

$$i_p = \frac{\lambda_{n_i=0} \gamma n_H^2 D^5}{M_e \gamma_p}. \quad (2.10)$$

Число оборотов n_H находится из табл. 2.1. Для выбранных значений n_H по исходной характеристике двигателя определяется M_e , величина $\lambda_{n_i=0}$ находится по безразмерной характеристике при $i_{гт}=0$. В этом случае диаметр готового гидротрансформатора известен.

При необходимости корректировка величины i_p с учетом создания запаса мощности для работы на режиме гидромукты и блокировки производится так же, как и для диаметра D . Увеличение передаточного числа i_p эквивалентно увеличению диаметра D .

Для прозрачного гидротрансформатора определение области совместной работы системы двигатель—гидротрансформатор необходимо начинать с построения кривых момента на валу насоса при $i_{гт}=0$ и $i_{гт}=i_{гт \max}$, в случае необходимости произвести корректировку выбора D и i_p , а затем построить кривые M_H для промежуточных значений $i_{гт}$. Построив кривые для нескольких значений $i_{гт}$ от 0 до $i_{гт \max}$, получают ряд точек пересечения кривых моментов двигателя и насоса. По абсциссам $n_{H1}, n_{H2}, \dots, n_{HN}$ точек пересечения, соответствующих различным значениям передаточных отношений, определяются числа оборотов турбины:

$$n_{T1} = n_{H1} i'_{гт}; \quad n_{T2} = n_{H2} i''_{гт}, \dots, n_{TN} = n_{HN} i^N_{гт}.$$

По ординатам $M_{H1}; M_{H2} \dots$ определяются моменты на валу турбины:

$$M_{T1} = M_{H1} \cdot k'_{гт}; \quad M_{T2} = M_{H2} \cdot k''_{гт}, \dots, M_{TN} = M_{HN} \cdot k^N_{гт}.$$

Величины $k'_{гт}$; $k''_{гт}, \dots, k_{гт}^N$ берутся для соответствующих значений $i'_{гт}$; $i''_{гт}$ из безразмерной характеристики. По полученным результатам строится кривая $M_T = f(n_T)$. Затем по известным M_T и n_T определяется мощность на валу турбины:

$$N_T = \frac{M_T \cdot n_T}{716,2} \quad (2.11)$$

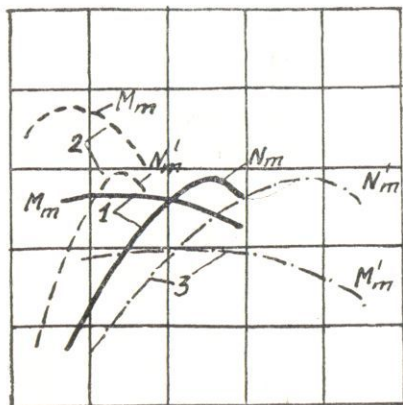


Рис. 2.5. Внешняя характеристика двигателя, приведенная к валу гидротрансформатора:

1 — непосредственное соединение вала двигателя с валом гидротрансформатора; 2 — соединение через понижающую передачу; 3 — соединение через повышающую передачу

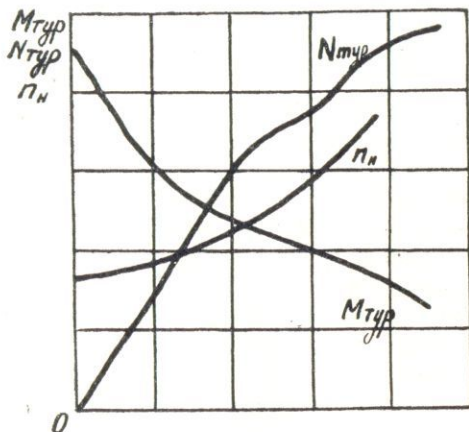


Рис. 2.6. Выходная характеристика системы двигатель — гидротрансформатор

и строится зависимость $N_T = f(n_T)$. Кривые $N = f(n_T)$, $M_T = f(n_T)$ представляют собой внешнюю выходную характеристику системы двигатель—гидротрансформатор (рис. 2.6).

После получения этой характеристики расчеты показателей динамичности автомобиля с гидромеханической передачей в принципе не отличаются от расчета автомобиля с механической трансмиссией.

2.4. Определение передаточного числа главной передачи, времени и пути разгона автомобиля

Передаточное число главной передачи автомобилей с гидropередачами подбирается так же, как для автомобилей с механической передачей.

Однако необходимо иметь в виду, что иногда для автомобилей с гидромеханической передачей для получения лучшей топливной экономичности на высших передачах значение i_0 выбирается на 10...20% меньше, чем для автомобилей с механической передачей.

Время и путь разгона автомобилей с гидropередачами рассчитываются так же, как для автомобилей с механической передачей (разд. 1.5.4).

2.5. Подбор передаточных чисел коробки передач

Так как максимальные значения коэффициента трансформации $\kappa_{гт}$ сравнительно невелики (обычно находятся в пределах от 2 до 3,6, большие значения относятся к грузовым автомобилям и автобусам), изменение силы тяги на ведущих колесах оказывается недостаточным для интенсивного разгона автомобиля или преодоления им больших сопротивлений движению. Поэтому в трансмиссии автомобилей с гидротрансформатором обычно устанавливается двух-трехступенчатая механическая планетарная или с неподвижными осями валов коробка передач с ручным или автоматическим управлением. Как и для автомобилей с механической трансмиссией, для автомобилей с гидropередачей выбор передаточных чисел начинается с определения передаточного числа на первой передаче. Расчет ведется по формуле (1,21), где максимальный момент двигателя $M_{e \max}$ заменяется величиной максимального момента на турбине $M_{т \max}$. Величина φ равна 0,8...1,0, что несколько больше, чем для механической трансмиссии ($\varphi = 0,6...0,8$), так как гидротрансформатор позволяет более плавно подводить крутящий момент к колесам, предотвращая срезание грунта из-за рывков, и двигаться автомобилю со скоростью 0,5...1 км/ч.

Расчет промежуточных передач полностью аналогичен расчету коробки автомобиля с механической трансмиссией.

2.6. Определение основных показателей динамики автомобиля

2.6.1. Определение тяговой и динамической характеристик автомобиля

Учитывая, что в автомобиле с гидромеханической передачей отсутствует жесткая связь между коленчатым валом двигателя и трансмиссией, в расчетные формулы вместо значений числа оборотов n_e и момента M_e двигателя подставляются значения n_t и M_t турбины.

Тогда скорость автомобиля

$$V_a = 0,377 \frac{n_t r_k}{i_k i_0}; \quad (2.12)$$

значение тяговой силы на ведущих колесах

$$P_t = \frac{M_t i_0 i_k \eta_{\max}}{i_k i_0}. \quad (2.13)$$

По результатам расчета строится график тяговой характеристики автомобиля (рис. 2.7). Если бы к. п. д. гидротрансформатора был постоянным и равным к. п. д. механической коробки передач, то изменение тяговой силы в функции скорости характеризовалось бы штриховой прямой (рис. 2.7). У такого автомобиля во многих случаях тяговая сила на ведущих колесах была бы больше, чем у автомобиля со ступенчатой коробкой передач (заштрихованные участки на рис. 2.7).

Избыток тяговой силы обеспечил бы лучшую динамичность автомобиля с гидромеханической передачей. Однако к. п. д. гидро-

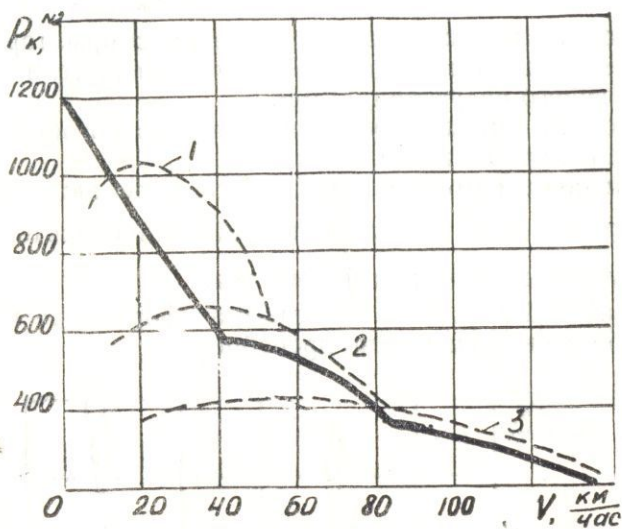


Рис. 2.7. Тяговая характеристика автомобиля с гидромеханической передачей

трансформатора не является постоянным и в большом диапазоне чисел оборотов имеет малое значение. Поэтому в действительности тяговая сила при сплошной кривой оказывается меньше, чем при ступенчатой коробке передач, что влечет за собой ухудшение динамичности автомобиля с гидромеханической передачей.

Расчет динамического фактора проводится по формуле (1.33). Затем строится график динамической характеристики автомобиля (рис. 2.8).

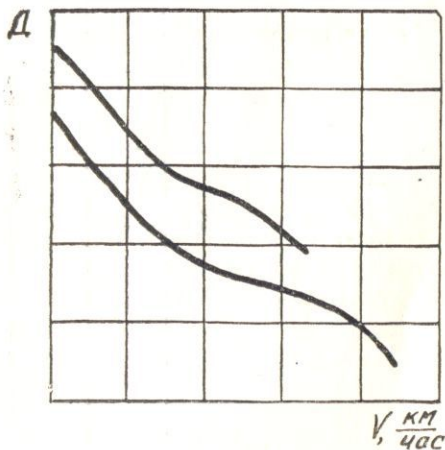


Рис. 2.8. Динамическая характеристика автомобиля

2.6.2. Определение ускорения автомобиля

Ускорение автомобилей с гидропередачей определяется так же, как для автомобилей с механической передачей (разд. 1.5.3).

При этом коэффициент учета вращающихся масс автомобиля в формуле (1.40)

$$\delta = 1 + \frac{I_H i_K^2 i_o^2 \gamma_{\text{мех}} g}{G_a r_K^2} \cdot k_{\text{иТ}} \frac{dn_T}{dn_H} + \frac{I_T i_K^2 i_o^2 \gamma_{\text{мех}} g}{G_a r_K^2} + \frac{\Sigma I_K g}{G_a r_K^2}, \quad (2.14)$$

где I_H — момент инерции насоса гидротрансформатора и жестко связанных с ним деталей двигателя и, если есть, согласующего редуктора, кгмс^2 ;

I_T — момент инерции турбины и жестко связанных с ней деталей трансмиссии, кгмс^2 ;

ΣI_K — суммарный момент инерции всех колес автомобиля кгмс^2 ;

$\frac{dn_T}{dn_H}$ — производная величина приращений оборотов насоса и турбины гидротрансформатора.

Масса рабочей жидкости в гидротрансформаторе невелика, и в первом приближении ею можно пренебречь.

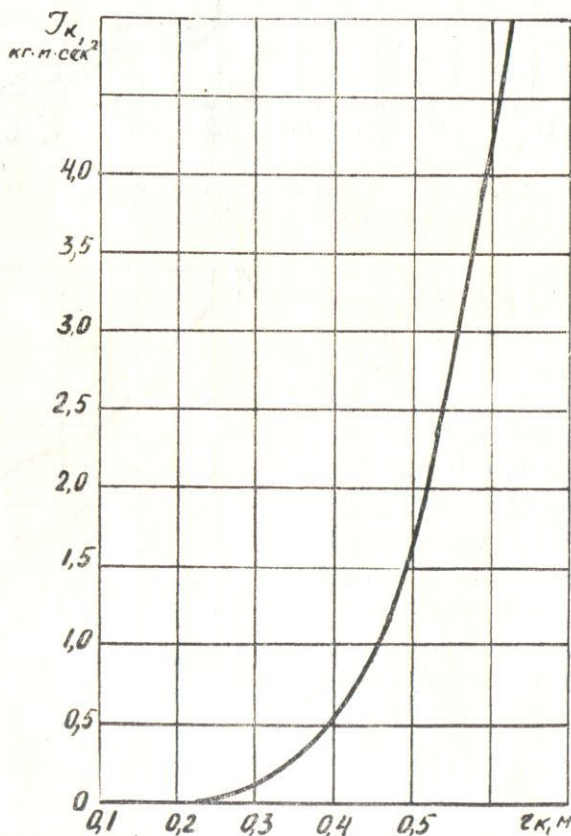


Рис. 2.9. Зависимость момента инерции колеса от радиуса качения колеса

Если нет данных по I_H и I_T , то для расчета можно взять:

для легковых автомобилей $I_H, I_T = 0,01 \dots 0,06 \text{ кгмс}^2$;

для грузовых автомобилей и автобусов $I_H, I_T = 0,06 \dots 0,30 \text{ кгмс}^2$;

для грузовых автомобилей особо большой грузоподъемности $I_H = 0,4 \dots 0,6 \text{ кгмс}^2$; $I_T = 0,7 \dots 0,8 \text{ кгмс}^2$.

Значение момента инерции одного колеса I_K обычного типа можно определить из графика (рис. 2.9).

Для определения $\frac{dn_H}{dn_T}$ строится график $n_H = f(n_T)$, при этом масштабы n_H и n_T должны быть одинаковыми. Тогда

$$\frac{dn_H}{dn_T} = f'(n_T) = \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.15)$$

где α — угол между осью n_T и касательной к кривой $n_H = f(n_T)$ в данной точке.

Угол отсчитывается от положительного направления оси абсцисс против часовой стрелки, затем строится зависимость $\frac{dn_H}{dn_T} = f(n_T)$. После этого для выбранных значений n_T определяются величины $\frac{dn_H}{dn_T}$ и передаточные отношения $i_{ГТ}$, а по безразмерной характеристике $i_{ГТ}$ — соответствующие значения $k_{ГТ}$. Подставляя найденные значения $k_{ГТ}$ и $\frac{dn_H}{dn_T}$ в уравнение (2.14), находят зависи-

мость $\sigma = f(n_T)$ на разных переделах, а затем в соответствии с формулой (2.12) — зависимость $\delta = f(V_a)$.

По полученным данным строится зависимость ускорений автомобиля от его скорости (рис. 2.10).

У непрозрачного гидротрансформатора двигатель и насос вращаются с постоянной скоростью при определенном положении дроссельной заслонки или рейки топливного насоса, и разгон происходит при $\frac{dn_H}{dn_T} = 0$. Второй член уравнения (2.14) в этом случае равен нулю.

При блокировке гидротрансформатора $k_{ГТ} = 1$ и $\frac{dn_H}{dn_T} = 1$.

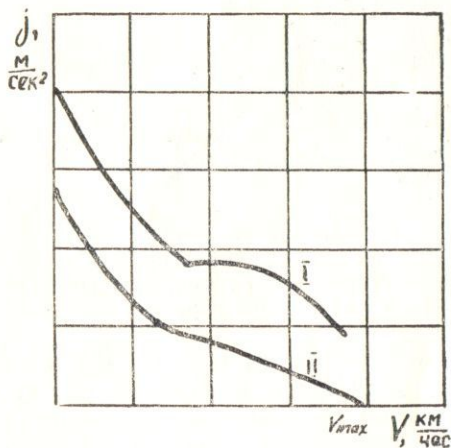


Рис. 2.10. График ускорения автомобиля

2.7. Определение показателей топливной экономичности автомобиля

Для определения топливной экономичности автомобиля с гидротрансформатором необходимо иметь экспериментальные зависимости момента двигателя M_e и удельного расхода топлива g_e или часового расхода Q_v от числа оборотов коленчатого вала n_e

при различном положении дроссельной заслонки, т. е. при различной степени использования мощности.

При отсутствии экспериментальных данных можно использовать следующую методику расчета.

На график согласования режимов работы двигателя и гидротрансформатора (рис. 2,3, 2,4), который был построен при проведении тягово-динамического расчета, нанести несколько кривых момента двигателя M_e при различных положениях дроссельной заслонки или рейки топливного насоса. Каждая из этих кривых соответствует определенной степени использования мощности двига-

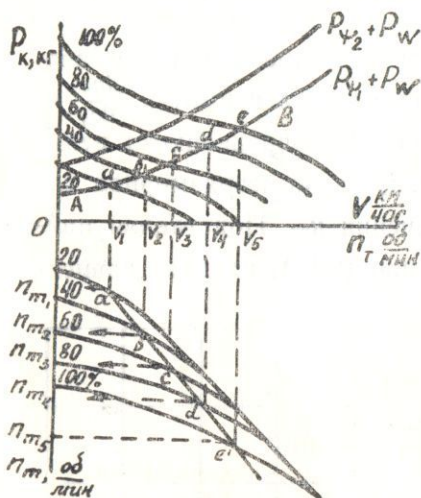


Рис. 2.11. Зависимости тяговой силы на ведущих колесах от скорости и оборотов турбины — от оборотов насоса для высшей передачи

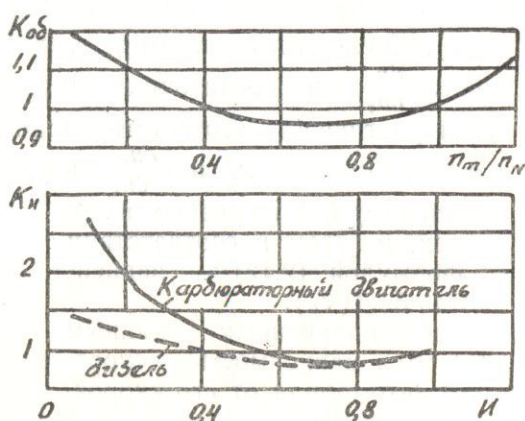


Рис. 2.12. Изменение коэффициентов $k_{об}$ и k_n

теля, например, $U=100, 80, 60, 40$ и 20% . По точкам пересечения парабол M_n и кривых M_e построить зависимости $M_T=f(n_T)$ для каждой степени использования мощности двигателя, затем найти зависимость $P_T=f(n_T)$ и построить кривые $P_T=f(V_a)$ для высших передач (рис. 2.11).

На этот же график нанести кривые $n_e=f(n_T)$. Если двигатель соединен непосредственно с насосным колесом, то $n_e=n_n=f(n_T)$. Если двигатель соединен с насосным колесом через редуктор, то необходимо от оборотов насоса n_n перейти к оборотам двигателя n_e по формуле

$$n_e = n_n i_p. \quad (2.16)$$

Экономическая характеристика строится так же, как для автомобиля с механической трансмиссией при движении его по горизонтальной ($i=0$) асфальтобетонной ($f=0,02$) дороге с включенной высшей передачей.

На график $\dot{P}_T = f(V_a)$ наносится сначала кривая $P_\psi + P_w$, затем определяется расход топлива Q , кг/100 км при равномерном движении с постоянным коэффициентом $\psi = 0,02$ и различными скоростями:

$$Q = \frac{g_e N_e}{10 v_a} = \frac{g_N k_{\text{и}} k_{\text{об}} (P_\psi + P_w)}{2700 \eta_{\text{мех}}}; \quad (2.17)$$

$$g_e = g_N k_{\text{и}} k_{\text{об}}, \quad (2.18)$$

где g_N — эффективный расход топлива при N_{max} , г/л. с. ч.;

$k_{\text{об}}$ — коэффициент, учитывающий изменение g_e в зависимости от числа оборотов коленчатого вала двигателя;

$k_{\text{и}}$ — коэффициент, учитывающий изменение g_e в зависимости от степени использования мощности U .

Для точек пересечения кривых P_T и $P_\psi + P_w$ определяются отношения $\frac{n_e}{n_N}$ и степень использования мощности. По ним из графиков (рис. 2.12) находятся коэффициенты $k_{\text{об}}$ и $k_{\text{и}}$. Если нет данных по g_N , то он рассчитывается по формуле.

$$g_N = \frac{g_{e \min}}{k_{\text{и}} k_{\text{об}}}. \quad (2.19)$$

По данным (рис. 2.12),

$$g_N = \frac{g_{e \min}}{1 \cdot 0,96} = 1,04 g_{e \min}, \quad (2.20)$$

где $g_{e \min}$ — минимальный расход топлива (разд. 1.6).

Подставляя значения $k_{\text{об}}$, $k_{\text{и}}$, $P_\psi + P_x$ для точек пересечения кривых P_T и $P_\psi + P_x$ (рис. 2.11) в формулу (2.17), получаем ряд значений Q . Отложив их на координатах $Q-V_a$, получим топливно-экономическую характеристику автомобиля (рис. 2.13). Если имеется кривая $g_{e 100\%} = f(n_e)$ при полном открытии дроссельной заслонки, то в уравнение (2.17) вместо произведения $g_N k_{\text{об}}$ под-

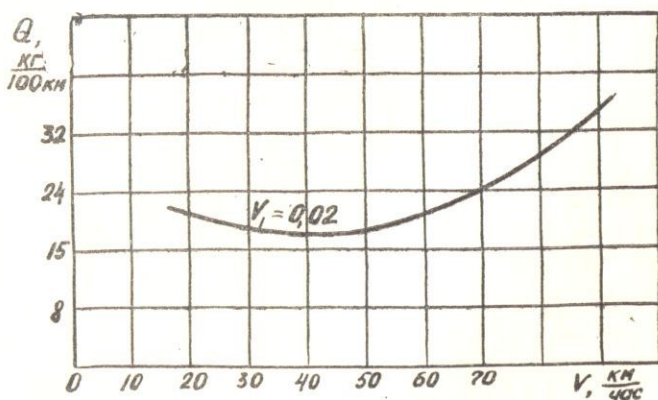


Рис. 2.13. Топливо-экономическая характеристика автомобиля

ставляем данные $g_e 100\%$ для соответствующих значений оборотов двигателя (рис. 2.11).

При необходимости переход от $Q, \frac{\text{кг}}{100 \text{ км}}$ к $Q, \frac{\text{л}}{100 \text{ км}}$ осуществляется по формуле

$$Q, \frac{\text{л}}{100 \text{ км}} = \frac{1}{\gamma} Q, \frac{\text{кг}}{100 \text{ км}}, \quad (2.21)$$

где γ —удельный вес топлива (γ бензина равняется $0,71...0,73 \text{ г/см}^3$; дизельного топлива— $0,85...0,87 \text{ г/см}^3$).

При установке гидромуфты тягово-динамические и топливно-экономические показатели автомобиля рассчитываются так же, как для автомобиля с гидротрансформатором.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дзядык М. Н. и др. Гидромеханическая передача автобуса. М., «Транспорт», 1968.
 2. Зимилев Г. В. Теория автомобиля. М., Машгиз, 1959.
 3. Илларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобилей. М., «Машиностроение», 1966.
 4. Краткий автомобильный справочник. М., «Транспорт», 1975.
 5. Лapidус В. И., Петров В. А. Гидромеханические передачи автомобилей. М., Машгиз, 1961.
 6. Лаптев Ю. Н. Автотракторные одноступенчатые гидромеханические трансформаторы, М., Машгиз, 1963.
 7. Методические указания к дипломному проектированию по тягово-динамическому и топливно-экономическому расчету автомобиля с гидромеханической передачей. Издание ЧПИ, Челябинск, 1972.
 8. Трусков С. М. Характеристики и конструкции комплексных ГТР. М., НИИНавтопром, 1968.
 9. Чудаков Е. А. Теория автомобиля. М., Машгиз, 1950.
 10. Чудаков Д. А. Основы теории трактора и автомобиля. М., Сельхозгиз, 1962.
 1. Яковлев Н. А., Диваков Н. В. Теория автомобиля. М. «Высшая школа», 1962.
-

О Г Л А В Л Е Н И Е

	Стр.
1. Тяговый расчет автомобиля с механической трансмиссией	3
1.1. Исходные данные для проведения тягового расчета	8
1.2. Определение внешней скоростной характеристики двигателя	10
1.3. Определение передаточного числа главной передачи	11
1.4. Подбор передаточных чисел коробки передач	15
1.5. Определение основных показателей динамики автомобиля	—
1.5.1. Определение динамической характеристики автомобиля	16
1.5.2. Определение мощностного баланса автомобиля	17
1.5.3. Определение ускорения автомобиля	18
1.5.4. Определение времени пути разгона автомобиля	20
1.6. Определение топливной экономичности автомобиля	23
2. Тяговый расчет автомобиля с гидромеханической передачей	24
2.1. Особенности расчета	25
2.2. Определение внешней скоростной характеристики двигателя	25
2.3. Расчет выходной характеристики системы двигатель-гидротранс- форматор	29
2.4. Определение передаточного числа главной передачи, времени и пути разгона автомобиля	31
2.5. Подбор передаточных чисел коробки передач	32
2.6. Определение основных показателей динамики автомобиля	—
2.6.1. Определение тяговой и динамической характеристик авто- мобиля	—
2.6.2. Определение ускорения автомобиля	33
2.7. Определение топливной экономичности автомобиля	35
3. Список рекомендуемой литературы	38

Л. А. ЧЕРЕПАНОВ
ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ
Учебное пособие

Ответственный редактор В. В. Ломакин
Редактор Е. С. Поздеева
Технический редактор И. С. Полторак
Корректор Г. Ю. Шульц

ЕО01402. Сдано в набор 15/VIII 1977 г. Подписано в печать 30/XI 1977 г. Формат 60×90¹/₁₆
Бумага типографская № 2. Физич. л. 2,5. Уч.-изд. л. 2,97. Цена 10 коп. Заказ № 4003.
Темплан 1977 г. Позиция 2340

Обл. тип. им. Мяги, г. Куйбышев.

Цена 10 коп.