



ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Филиал в г. Сызрани

Л. Ф. Родионов, Е. Р. Шадыев

ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

*Утверждено редакционно-издательским советом университета
в качестве учебно-методического пособия*

Самара
Самарский государственный технический университет
2008

УДК 629.113

Р 60

Рецензенты: канд. техн. наук В.Я. Судаков,
канд. техн. наук В.И. Ваулин

Родионов Л.Ф.

Р 60 Проектировочный тяговый расчет автомобиля: учеб.-метод. пособие / Л.Ф. Родионов, Е.Р. Шадыев. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2008. – 58 с.: ил.

Предназначены для студентов специальностей 190600 и 190603, выполняющих курсовую работу по дисциплине «Эксплуатационные свойства автомобилей».

© Л.Ф. Родионов, Е.Р. Шадыев, 2008
© Самарский государственный
технический университет, 2008

ВВЕДЕНИЕ

Тяговый расчёт является необходимым элементом проектирования автомобиля. По результатам тягового расчёта определяются основные динамические показатели автомобиля, даётся оценка динамических качеств путём сравнения их с аналогичными показателями других существующих конструкций. В процессе выполнения тягового расчёта определяются такие важнейшие величины, как максимальная мощность двигателя, передаточные числа элементов трансмиссии.

Существует два основных варианта тягового расчёта. Первым вариантом является проектировочный тяговый расчёт. Он выполняется при проектировании нового автомобиля. Вторым вариантом – проверочный тяговый расчёт, выполняемый для уже существующего автомобиля. Проверочный расчёт осуществляется обычно при дипломном проектировании и связан, как правило, с решением вопроса о выборе базового автомобиля для специализированного транспортного средства или тягача для автопоезда.

Студенты специальности 190600, 190603 "Сервис транспортных и технологических машин и оборудования (автомобильный транспорт)" выполняют тяговый расчёт в ходе курсовой работы по дисциплине "Эксплуатационные свойства автомобилей". В курсовой работе проводится обычно проектировочный тяговый расчёт. На этот вариант и будет обращено основное внимание.

1. ЗАДАНИЕ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ВЫБИРАЕМЫЕ ПАРАМЕТРЫ

1.1. В состав задания для выполнения проектировочного тягового расчёта обычно входят следующие данные:

- тип автомобиля, его назначение и область использования;
- грузоподъёмность или пассажироместимость;
- тип двигателя (карбюраторный, дизельный и др.);
- тип трансмиссии (механическая, гидромеханическая и др.);
- максимальная скорость v_{max} , км/ч;
- максимальный динамический фактор на высшей передаче D_{0max} ;
- коэффициент полезного действия трансмиссии η_T ;
- лобовая площадь автомобиля F , м²;
- коэффициент обтекаемости k_{σ} , кг/м³, или безразмерный коэффициент продольной аэродинамической силы c_x ;
- максимальное значение суммарного коэффициента сопротивления дороги, по которой автомобиль может двигаться на первой передаче Ψ_{Tmax} .

Помимо величин, входящих в задание, для выполнения тягового расчёта необходимо задать или предварительно вычислить ещё ряд параметров. Выбор и обоснование выбора этих параметров производится на основе анализа существующих конструкций автотранспортных средств, близких по типу и назначению к заданному (обычно какой-либо автомобиль выбирается в качестве конструктивного прототипа). При этом следует широко использовать учебную, научную и периодическую литературу по конструированию, теории и расчёту автотранспортных средств.

1.2. Дополнительно к заданию должны быть выбраны и обоснованы следующие параметры:

- полезная масса автомобиля m_n , кг;
- собственная (снаряжённая) масса автомобиля m_{σ} , кг;
- полная масса автомобиля m_a , кг;
- распределение массы по осям, т.е. масса, приходящаяся на переднюю ось m_1 , кг, и масса, приходящаяся на заднюю ось (или тележку) m_2 , кг;
- шины, применяемые на автомобиле, их обозначение, свободный r_c , статический r_{cm} и динамический r_{∂} радиусы, м.

Пример задания см. в приложении 1.

По результатам расчёта должны быть построены следующие зависимости: внешняя скоростная характеристика двигателя, зависимость скорости автомобиля от частоты вращения коленчатого вала двигателя, тяговая характеристика, динамическая характеристика, мощностной баланс, зависимость ускорения автомобиля от скорости движения по передачам, зависимость величины, обратной ускорению, от скорости движения по передачам, графики времени и пути разгона автомобиля.

При выполнении тягового расчёта следует пользоваться единицами измерения физических величин, предусмотренными стандартом. Это в основном единицы международной системы единиц, а также допускаемые к применению наряду с ними и имеющие широкое распространение (например, об/мин, км/ч).

2.2. Расчёт максимальной мощности двигателя

Перед расчётом максимальной мощности двигателя необходимо определить, какой тип двигателя будет использован (карбюраторный или дизельный). Это нужно сделать, ориентируясь на автомобили близкого класса и типа, а также учитывая тенденции развития автомобильной техники. Какой-либо из существующих двигателей выбирается в качестве ориентировочного прототипа, и по нему назначается номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя n_N (частота вращения, при которой двигатель развивает максимальную мощность). В нашем случае n_N указана в приложении 1.

Максимальная мощность двигателя рассчитывается из условий обеспечения возможности движения автомобиля на двух режимах: на режиме заданной максимальной скорости v_{max} (на высшей передаче) и на режиме заданного максимального динамического фактора на высшей передаче D_{0max} . Исходя из этих условий максимальная мощность двигателя подсчитывается дважды, а затем из двух полученных значений выбирается большее, которое обеспечит возможность движения автомобиля на обоих указанных режимах.

Ниже приводится методика расчёта максимальной мощности двигателя, выполняемого при проектировочном тяговом расчёте автомобиля или автопоезда.

Расчёт мощности двигателя, необходимой для обеспечения движения автомобиля с заданной скоростью N_v , производится по формуле

$$N_v = \frac{G_a \psi_v v_{max}}{3600 \cdot \eta_T} + \frac{k_e F v_{max}^3}{46656 \cdot \eta_T}, \quad (2.1)$$

где G_a – полный вес автомобиля, Н; ψ_v – суммарный коэффициент сопротивления дороги на режиме максимальной скорости; v_{max} – заданная максимальная скорость автомобиля, км/ч; k_e – коэффициент обтекаемости, кг/м³; F – лобовая площадь автомобиля, м²; η_T – КПД трансмиссии.

Полный вес автомобиля равен

$$G_a = m_a g, \quad (2.2)$$

где m_a – полная масса автомобиля, кг (см. пункт 1.2); g – ускорение свободного падения ($g=9,81$ м/с²).

На суммарный коэффициент сопротивления дороги ψ_v влияет вид дорожного покрытия и его состояние, конструкция и состояние шин и давления в них. При исправных шинах и нормальном давлении воздуха данный коэффициент зависит от качества дорожного покрытия. Эта зависимость обычно выражается формулой

$$\psi = f_0 + k_f v^2, \quad (2.3)$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качению при малой скорости; k_f – коэффициент, учитывающий зависимость ψ от скорости автомобиля, имеющий размерность с²/м²; v – скорость автомобиля, выраженная в м/с (равна скорости в км/ч, делённой на 3,6).

Для режима движения автомобиля с максимальной скоростью

$$\psi_v = f_0 + k_f v_{max}^2. \quad (2.4)$$

Рекомендуется принимать:

- для шин с дорожным рисунком протектора $f_0=0,005\dots0,008$;
- для шин с универсальным рисунком протектора $f_0=0,008\dots0,012$;
- для шин повышенной проходимости $f_0=0,008\dots0,014$.

Значения коэффициента k_f при движении по асфальтобетонному покрытию принимаются:

- для легковых автомобилей $k_f=(2,5\dots7,5)\cdot 10^{-6}$ с²/м²;
- для грузовых автомобилей $k_f=(3,5\dots10,5)\cdot 10^{-6}$ с²/м².

Максимальная мощность двигателя по условию обеспечения максимальной скорости автомобиля N_{max}^v в случае бензинового двигателя определяется по формуле Лейдермана, связывающей мощность в произвольной точке внешней скоростной характеристики с максимальной мощностью:

$$N_{max}^v = \frac{N_v}{a \frac{n_v}{n_N} + b \left(\frac{n_v}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_v}{n_N} \right)^3}, \quad (2.5)$$

где n_v – частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальной скорости автомобиля, об/мин; n_N – выбранная номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин.

Для карбюраторных двигателей $n_v/n_N=1,05\dots1,20$, т.е. $n_v = K_v \cdot n_N$ ($K_v = 1,05\dots1,20$). Коэффициенты формулы Лейдермана для бензиновых двигателей могут быть приняты равными 1. В случае использования дизеля частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальной скорости движения автомобиля, совпадает с номинальной частотой вращения ($n_v = n_N$), т.е. $K_v = 1$. Поэтому для дизеля $N_{max}^v = N_v$.

Расчёт мощности двигателя, необходимой для обеспечения заданного максимального значения динамического фактора на высшей передаче N_{max}^D , производится при упрощающем предположении, что режим максимального динамического фактора совпадает по частоте вращения коленчатого вала двигателя с режимом максимального крутящего момента.

Частота вращения коленчатого вала двигателя, при которой развивается максимальный крутящий момент n_M , связана с номинальной частотой вращения n_N соотношением

$$n_M = k_M n_N. \quad (2.6)$$

Величина коэффициента k_M принимается:

- для бензиновых двигателей $k_M=0,5$;
- для дизельных двигателей $k_M=0,70\dots0,72$.

Номинальная мощность на режиме максимального динамического фактора на высшей передаче рассчитывается по формуле

$$N_D = \frac{G_a D_{0max} v_D}{3600 \cdot \eta_T} + \frac{k_g F v_D^3}{46656 \cdot \eta_T}, \quad (2.7)$$

где N_D – мощность двигателя, необходимая для обеспечения заданного значения максимального динамического фактора на высшей передаче, кВт; D_{0max} – заданное значения максимального динамического фактора на высшей передаче; v_D – скорость автомобиля на режиме максимального динамического фактора на высшей передаче, км/ч.

Скорость v_D равна:

- для бензиновых двигателей $v_D = v_{max}(k_M/k_v)$; $k_v = n_v/n_N$;
- для дизелей $v_D = v_{max} k_M$.

Максимальная мощность двигателя по условию обеспечения заданного

максимального динамического фактора на высшей передаче N_{max}^D рассчитывается и для бензиновых двигателей, и для дизелей по формуле Лейдермана

$$N_{max}^D = \frac{N_D}{ak_M + bk_M^2 - ck_M^3}. \quad (2.8)$$

Значения коэффициентов a , b и c можно принять:

- для бензиновых двигателей $a=b=c=1$;
- для дизелей $a=0,53$; $b=1,56$; $c=1,09$.

Окончательное значение максимальной мощности двигателя N_{max} принимается как наибольшее из двух полученных значений мощности N_{max}^v и N_{max}^D и округляется до ближайшего большего значения в кВт (см. прил. 3, пункт 2.1).

2.3. Построение внешней скоростной характеристики двигателя

Внешняя характеристика двигателя представляет собой зависимость эффективной мощности N_e , крутящего момента M_K и других показателей работы двигателя от частоты вращения коленчатого вала при полностью открытой дроссельной заслонке у бензинового двигателя или при максимальной (установленной заводом-изготовителем) цикловой подаче топлива у дизеля.

Для построения внешней характеристики двигателя может быть использовано какое-либо из известных эмпирических выражений, например, уже упоминавшаяся ранее формула Лейдермана

$$N_e = N_{max} \left[a \frac{n}{n_N} + b \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n}{n_N} \right)^3 \right]. \quad (2.9)$$

Максимальная мощность двигателя N_{max} была ранее рассчитана. Задаваясь несколькими произвольными значениями частоты вращения n , можно рассчитать значение эффективной мощности двигателя при этих различных значениях частоты вращения, т.е. получить несколько точек характеристики. Рекомендуется при расчёте и построении внешней скоростной характеристики (а также и при выполнении в дальнейшем тягового расчёта) выбирать значения частоты вращения коленчатого вала двигателя не менее чем в восьми точках. Среди этих точек обязательно должны присутствовать:

- n_{min} – минимальная устойчивая частота вращения, которую можно принять равной 800...1000 об/мин для бензиновых двигателей и 600...800 об/мин для дизелей;
- n_N – номинальная частота вращения, соответствующая максимальной мощности двигателя;

- n_v – частота вращения, соответствующая максимальной скорости автомобиля. Для дизелей $n_v = n_N$. Для бензиновых двигателей $n_v = k_v n_N$;
- n_M – частота вращения, соответствующая максимальному крутящему моменту двигателя $n_M = k_M \cdot n_N$.

Остальные точки выбираются произвольно так, чтобы все принятые при расчёте значения n были примерно равномерно распределены в интервале $n_{min} \dots n_v$.

Приведённые выше значения коэффициентов a , b и c , входящих в формулу Лейдермана, не являются обязательными. Эти значения дают достаточно хорошее совпадение формы расчётной внешней скоростной характеристики с экспериментальной для многих существующих двигателей, но не для всех.

В общем случае значения коэффициентов a , b и c зависят от соотношения частоты вращения при максимальной мощности (номинальной) и частоты вращения при максимальном крутящем моменте, т.е. от величины $k_M = n_M/n_N$.

Зная величину k_M , значения коэффициентов, входящих в формулу Лейдермана, можно рассчитать, используя следующие выражения:

- для бензиновых двигателей

$$\begin{aligned} c &= 0,5 / (1 - k_M); \\ b &= 2c - 1; \\ a &= 2 - c. \end{aligned} \tag{2.10}$$

- для дизелей

$$\begin{aligned} c &= (k_M - 1) / (1 - k_M)^2; \\ b &= 2ck_M; \\ a &= 1 + c - b. \end{aligned} \tag{2.11}$$

Формула Лейдермана является не единственным аппроксимирующим полиномом, применяемым для расчётного построения внешней скоростной характеристики. Иногда для лучшего приближения к экспериментальным характеристикам используются аппроксимирующие полиномы и более высоких степеней. Коэффициенты таких полиномов должны быть, вообще говоря, свои для каждого двигателя.

По рассчитанным значениям мощности в каждой точке характеристики определяется крутящий момент двигателя

$$M_K = 9550 \frac{N_e}{n}, \tag{2.12}$$

где M_K – крутящий момент двигателя, Нм; N_e – эффективная мощность двигате-

ля, кВт; n – частота вращения, об/мин.

Результаты расчёта рекомендуется свести в таблицу (табл. 2.2).

Таблица 2.2

Результаты расчёта внешней скоростной характеристики двигателя

Номер точки	Частота вращения n , об/мин	Мощность N_e , кВт	Крутящий момент M_K , Нм

Образец см. в прил. 3, пункт 2.1.

По результатам расчёта строится внешняя скоростная характеристика двигателя (приложение 4, рис. П4.1).

2.4. Расчёт передаточных чисел элементов трансмиссии

Минимальное общее передаточное число трансмиссии u_{Tmin} рассчитывается из условия обеспечения заданной максимальной скорости автомобиля по формуле

$$u_{Tmin} = 0,377 \frac{n_v r_K}{v_{max}}, \quad (2.13)$$

где n_v – частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной скорости автомобиля, об/мин; v_{max} – максимальная скорость автомобиля, км/ч; r_K – радиус качения колеса, м.

Радиус качения колеса при нормальных условиях (без скольжения и пробуксовывания) может быть определён по формуле

$$r_K = \frac{3r_{CT}}{1 + 2r_{CT} / r_C}, \quad (2.14)$$

где r_{CT} – статический радиус колеса, м; r_C – свободный радиус колеса, м.

Значения r_{CT} и r_C следует взять для выбранной шины из соответствующих стандартов на шины или из «Краткого автомобильного справочника».

Расчёт передаточного числа главной передачи и передаточных чисел высших передач коробки передач и дополнительной (раздаточной) коробки производится из следующих соображений.

Для указанных передаточных чисел должно выполняться соотношение

$$u_{Tmin} = u_0 u_{кв} u_{дв}, \quad (2.15)$$

где u_0 – передаточное число главной передачи; $u_{кв}$ – передаточное число

высшей передачи коробки передач; $u_{\delta\delta}$ – передаточное число высшей передачи дополнительной (раздаточной) коробки.

Если высшая передача коробки передач прямая, то $u_{\kappa\delta}=1$. Если же высшая передача коробки передач ускоряющая, то её передаточным числом следует задаться, ориентируясь на прототип и другие аналогичные конструкции. Обычно передаточное число ускоряющей передачи коробки передач находится в пределах 0,65...0,85.

Передаточным числом высшей передачи дополнительной коробки также задаются, ориентируясь на автомобиль-прототип. Обычно это число бывает равным 1,0-1,5. Если автомобиль не имеет дополнительной (раздаточной) коробки, то формально принимается $u_{\delta\delta}=1$.

После решения вопроса о передаточных числах высших ступеней коробки передач и дополнительной коробки определяется значение передаточного числа главной передачи по формуле

$$u_0 = u_{T \min} / (u_{\kappa\delta} u_{\delta\delta}). \quad (2.16)$$

Полученное значение u_0 необходимо сопоставить со значениями этой величины для однотипных автомобилей. Обычно для легковых автомобилей $u_0=3...5$, а для грузовых $u_0=4,5...9$.

Максимальное передаточное число трансмиссии $u_{T \max}$ рассчитывается из условия преодоления заданного максимального сопротивления дороги, характеризующегося суммарным коэффициентом сопротивления $\psi_{I \max}$ по формуле

$$u_{T \max} = \frac{G_a \psi_{I \max} r_K}{M_{K \max} \eta_T}, \quad (2.17)$$

где $M_{K \max}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Нм, который необходимо взять из внешней скоростной характеристики двигателя (см. приложение 4, рис. П4.1 и приложение 2).

Рассчитанное значение $u_{T \max}$ должно быть проверено по условию возможности реализации максимальной силы тяги по сцеплению с дорогой

$$P_{T \max} \leq P_{Tcy}, \quad (2.18)$$

где $P_{T \max}$ – максимальная сила тяги, рассчитанная по максимальному передаточному числу трансмиссии, Н; P_{Tcy} – максимальная сила тяги по сцеплению, Н.

Значение максимального передаточного числа трансмиссии по условию сцепления колёс с дорогой должно удовлетворять неравенству

$$u_{T \max} \leq \frac{G_{cy} \varphi_x r_K}{M_{K \max} \eta_T}, \quad (2.19)$$

где G_{cu} – сцепной вес автомобиля, Н; φ_x – продольный коэффициент сцепления колёс с дорогой (при расчете рекомендуется принять $\varphi_x=0,7\dots0,8$, что соответствует движению по сухому асфальту).

Сцепной вес автомобиля находится по-разному для автомобилей с приводом на передние, задние или на все колёса:

— для полноприводных автомобилей

$$G_{cu}=G_a;$$

— для автомобилей с передними ведущими колёсами

$$G_{cu}=k_{p1}G_1;$$

— для автомобилей с задними ведущими колёсами

$$G_{cu}=k_{p2}G_2,$$

где G_1 – вес, приходящийся на передние колёса, Н; G_2 – вес, приходящийся на задние колёса, Н; k_{p1} и k_{p2} – коэффициенты перераспределения нагрузки соответственно на передние и задние колёса.

Значения коэффициентов k_{p1} и k_{p2} определяются по формулам

$$\begin{aligned} k_{p1} &= \frac{L \cos \alpha}{L + \varphi_x h_{cm}}; \\ k_{p2} &= \frac{L \cos \alpha}{L - \varphi_x h_{cm}}, \end{aligned} \quad (2.20)$$

где L – база автомобиля, м; h_{cm} – высота центра масс автомобиля, м; φ_x – коэффициент сцепления колёс с дорогой; α – максимальный угол подъёма, преодолеваемый автомобилем.

Значения L и h_{cm} принимаются по прототипу. Для h_{cm} ориентировочно можно принять следующие значения:

- легковые автомобили – 0,45...0,60 м;
- грузовые автомобили – 0,65...1,00 м;
- автобусы – 0,70...1,20 м.

Максимальный угол подъёма равен

$$\alpha = \arcsin \frac{\psi_{I_{max}} - f \sqrt{1 + f^2 - \psi_{I_{max}}^2}}{1 + f^2}, \quad (2.21)$$

где f – коэффициент сопротивления качению (ориентировочно можно принять равным 0,015).

Для автомобилей-тягачей, работающих с полуприцепами, рекомендуется принять значение $k_{p2}=1,24\dots1,28$ без расчёта.

Если рассчитанное значение $\psi_{I_{max}}$ не удовлетворяет условию (2.19), то следует перейти на полноприводную схему автомобиля или рассмотреть вопрос о реальности заданного значения $\psi_{I_{max}}$.

Расчёт передаточных чисел низших ступеней коробки передач $u_{кн}$ и дополнительной (раздаточной) коробки $u_{дн}$ ведётся из тех соображений, что между этими величинами и ранее рассчитанными значениями u_{Tmax} и u_0 имеется очевидная связь:

$$u_{Tmax} = u_0 u_{кн} u_{дк} . \quad (2.22)$$

Передаточным числом низшей ступени дополнительной (раздаточной) коробки обычно задаются, ориентируясь на автомобиль-прототип. В большинстве случаев это передаточное число находится в пределах 1,64...2,28.

Задавшись значением $u_{дн}$, находят передаточное число первой передачи коробки передач

$$u_{к1} = u_{Tmax} / (u_0 u_{дк}) . \quad (2.23)$$

Если в автомобиле дополнительная коробка отсутствует, то в этой формуле следует принять $u_{дк}=1$.

Количество промежуточных ступеней коробки передач выбирают, ориентируясь на прототип и другие аналогичные автомобили. Для легковых автомобилей в настоящее время используются коробки передач с общим числом ступеней, равным 4-5 (редко 3 или 6). У грузовых автомобилей общее число ступеней коробки передач может изменяться в более широких пределах (4...12).

Передаточные числа промежуточных ступеней коробки передач рассчитываются из тех соображений, что общий ряд передаточных чисел коробки передач образует геометрическую прогрессию. В современных коробках передач в этот ряд входит обычно и ускоряющая передача, если она имеется. Передаточные числа промежуточных ступеней в этом случае определяются по формуле

$$u_{ки} = u_{кв} \cdot \sqrt[n-1]{\left(\frac{u_{к1}}{u_{кв}}\right)^{n-i}} , \quad (2.24)$$

где n – общее число ступеней переднего хода коробки передач; i – номер ступени, для которой рассчитывается передаточное число (приложение 3, пункт 2.3).

2.5. Расчёт скорости движения автомобиля

Для всех ступеней коробки передач и дополнительной коробки рассчитываются значения скорости движения автомобиля в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя (по согласованию с руководителем рас-

чѐт может производиться только для высшей ступени дополнительной коробки).

Расчѐт ведѐтся по формуле

$$v_i = 0,377 \frac{nr_K}{u_0 u_k u_d}, \quad (2.25)$$

где v – скорость автомобиля, км/ч; n – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; r_K – радиус качения, м; u_0 – передаточное число главной передачи; u_k – передаточное число рассчитываемой ступени коробки передач; u_d – передаточное число рассчитываемой ступени дополнительной (раздаточной) коробки.

Значения частоты вращения коленчатого вала берутся теми же, что и при построении внешней скоростной характеристики.

Расчитанные значения v_i заносятся в столбец 4 табл. 2.1. Графики зависимости скорости движения автомобиля от частоты вращения коленчатого вала двигателя представляют собой серию лучей, выходящих под разными углами из начала координат (приложение 3, пункт 2.4 и приложение 4, рис. П4.2).

2.6. Тяговая характеристика и тяговый баланс автомобиля

Тяговая характеристика представляет собой зависимость силы тяги автомобиля от скорости движения по передачам. Значения силы тяги P_T рассчитываются в отдельных точках по формуле

$$P_T = \frac{M_K u_0 u_k u_d \eta_T}{r_K}, \quad (2.26)$$

где M_K – крутящий момент двигателя, Нм; η_T – КПД трансмиссии.

Результаты расчѐта P_T заносятся в столбец 7 табл. 2.1, и по ним строятся графики зависимости $P_T=f(v)$ по передачам.

Тяговый баланс автомобиля описывается уравнением тягового или силового баланса

$$P_T = P_d + P_s + P_u, \quad (2.27)$$

где P_T – сила тяги автомобиля, Н; P_d – суммарная сила сопротивления дороги, Н; P_s – сила сопротивления воздушной среды, Н; P_u – сила инерции автомобиля, Н.

Величина P_d определяется по выражению

$$P_d = G_a \psi, \quad (2.28)$$

где G_a – полный вес автомобиля, Н; ψ – суммарный коэффициент сопротивления дороги.

Суммарный коэффициент сопротивления дороги является величиной, зависящей от скорости автомобиля. Однако учёт этой зависимости сильно осложняет выполнение тягового расчёта и в то же время не даёт важного для практики уточнения. Поэтому при выполнении тягового расчёта рекомендуется принять значение ψ постоянным, равным тому значению, которое было рассчитано для максимальной скорости движения автомобиля при определении мощности двигателя, необходимой для движения на режиме максимальной скорости, т.е. принять везде $\psi = \psi_v$.

При каком-то одном выбранном значении ψ величина P_δ остаётся постоянной для всех расчётных точек на всех передачах. Поэтому значение P_δ подсчитывается один раз и в таблицу не заносится. На графике тяговой характеристики зависимость $P_T = f(v)$ представляется в виде прямой, параллельной оси абсцисс.

Сила сопротивления воздушной среды P_ϵ составляет величину

$$P_\epsilon = k_\epsilon F v_\epsilon^2 / 12,96 \quad \text{или} \quad P_\epsilon = 0,5 c_x \rho_\epsilon F v_\epsilon^2 / 12,96, \quad (2.29)$$

где c_x – коэффициент продольной аэродинамической силы; ρ_ϵ – плотность воздуха, кг/м³; k_ϵ – коэффициент обтекаемости, кг/м³; F – лобовая площадь автомобиля, м²; v_ϵ – скорость воздушного потока относительно автомобиля, км/ч.

При расчёте можно задать $\rho_\epsilon = 1,225$ кг/м³. Скорость воздушного потока обычно принимается равной скорости движения автомобиля.

Значения P_ϵ рассчитываются для всех точек и заносятся в столбец 5 табл. 2.1. График зависимости P_ϵ от скорости представляет собой параболу, проходящую через начало координат.

Для удобства дальнейшего анализа этот график смещают вверх на величину, равную P_δ (в принятом для сил масштабе). Фактически при таком построении этот график выражает зависимость $(P_\epsilon + P_\delta) = f(v)$.

Сила инерции автомобиля P_u после расчёта P_δ и P_ϵ может быть определена как замыкающее слагаемое силового баланса

$$P_u = P_T - (P_\delta + P_\epsilon). \quad (2.30)$$

На графике значение P_u определяется отрезком прямой, проведённой для нужного значения скорости параллельно оси ординат, между точками пересечения этой прямой графиков $P_T = f(v)$ и $(P_\epsilon + P_\delta) = f(v)$. Если заданная

скорость может быть обеспечена на нескольких передачах, то каждой из этих передач будет соответствовать своё значение силы инерции. Рассчитанные значения $P_{и}$ следует занести в столбец 6 табл. 2.1.

Значение P_T заносится в столбец 7 табл. 2.1 (см. приложение 3, пункт 2.5 и приложение 4, рис. П4.3).

2.7. Расчёт и построение динамической характеристики

Динамическая характеристика есть зависимость динамического фактора автомобиля от скорости на разных передачах.

В каждой расчётной точке на каждой передаче динамический фактор D рассчитывается по формуле

$$D = \frac{P_T - P_{\epsilon}}{G_a}. \quad (2.31)$$

Рассчитанные значения D заносятся в столбец 8 табл. 2.1. По этим значениям строятся графики $D=f(v)$ для каждой передачи.

Динамическая характеристика позволяет очень просто и наглядно анализировать движение автомобиля в заданных дорожных условиях (при различных значениях ψ). При этом следует помнить, что движение автомобиля без замедления возможно только в том случае, когда динамический фактор по своей величине не меньше суммарного коэффициента сопротивления дороги, то есть при $D \geq \psi$ (см. приложение 3, пункт 2.6 и приложение 4, рис. П4.4).

2.8. Расчёт ускорения и величины, обратной ускорению

Ускорение автомобиля j в каждой расчётной точке определяется по формуле

$$j = \frac{D - \psi}{\delta_{\epsilon p}} g, \quad (2.32)$$

где g – ускорение свободного падения ($g=9,81$ м/с²); $\delta_{\epsilon p}$ – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс.

При расчёте ускорения на всех передачах значение ψ принимается равным ψ_v .

Коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс автомобиля, может быть рассчитан по приближённой формуле

$$\delta_{\epsilon p} = 1,03 + a(u_k u_d)^2, \quad (2.33)$$

где u_∂ – передаточное число рассматриваемой ступени коробки передач; u_∂ – передаточное число рассматриваемой ступени дополнительной коробки (если её нет, то $u_\partial=1$); a – постоянная для данного автомобиля величина.

Значение постоянной a может быть принято:

- для легковых автомобилей – 0,05...0,07;
- для грузовых автомобилей и автобусов – 0,04...0,05.

Одновременно с расчётом ускорения должны быть рассчитаны значения величины, обратной ускорению, т.е. $1/j$. Самостоятельного значения эта величина не имеет, но график её изменения в зависимости от скорости движения автомобиля необходим в дальнейшем для графоаналитического расчёта времени разгона.

Рассчитанные значения j и $1/j$ заносятся в столбцы 9 и 10 табл. 2.1. По результатам расчётов строятся графики зависимости ускорения и величины, обратной ускорению, от скорости по передачам (см. приложение 3, пункт 2.7 и приложение 4, рис. П4.5, П4.6).

2.9. Мощностной баланс автомобиля

Уравнение мощностного баланса автомобиля может быть получено из уравнения тягового (силового) баланса почленным умножением его на скорость автомобиля ($N_i = P_i \cdot V_i$).

В общем случае уравнение мощностного баланса имеет вид

$$N_T = N_K + N_{II} + N_\epsilon + N_u, \quad (2.34)$$

где N_T – мощность, подводимая к колёсам, кВт; N_K – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению, кВт; N_{II} – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления подъёма, кВт; N_ϵ – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздушной среды, кВт; N_u – мощность, затрачиваемая на разгон автомобиля, кВт.

Если обозначить $N_K + N_{II} = N_\partial$, где N_∂ – мощность на преодоление сопротивление дороги, то уравнение примет вид

$$N_T = N_\partial + N_\epsilon + N_u. \quad (2.35)$$

Величина мощности, подводимой к колёсам,

$$N_T = N_e \eta_T, \quad (2.36)$$

где N_e – мощность в соответствующей точке внешней скоростной характеристики двигателя, кВт.

Очевидно, что если принять значение η_T постоянным, то для всех передач значения N_T при одинаковых значениях частоты вращения коленчатого вала двигателя будут также одинаковы. Кривые $N_T=f(v)$ при этом условии по своему характеру повторяют форму внешней скоростной характеристики двигателя, но для высших передач они более растянуты по оси абсцисс.

Рассчитанные значения N_T записываются в столбец 11 табл. 2.1. По этим значениям строятся соответствующие графики. При построении этих графиков под осью абсцисс строятся вспомогательные шкалы (по числу ступеней коробки передач и дополнительной коробки), на которых откладываются значения частоты вращения коленчатого вала двигателя, соответствующие скорости автомобиля на данной передаче.

Мощность, затрачиваемая на преодоление суммарного сопротивления дороги, рассчитывается по формуле

$$N_{\partial} = \frac{G_a \psi v}{3600} \quad (2.37)$$

Для расчёта здесь снова принимается $\psi = \psi_v$. Рассчитанные значения N_{∂} заносятся в столбец 12 табл. 2.1. График зависимости N_{∂} от скорости представляет собой луч, выходящий из начала координат.

Мощность сопротивления воздушной среды определяется из выражений

$$N_{\epsilon} = \frac{k_{\epsilon} F v^3}{46656} \quad \text{или} \quad N_{\epsilon} = \frac{0,5 c_x \rho_{\epsilon} F v^3}{46656} \quad (2.38)$$

Значения N_{ϵ} записываются в столбец 13 табл. 2.1, и по ним строится график. При построении этого графика используется приём, аналогичный тому, который был применен при построении графика $P_{\epsilon}=f(v)$ в тяговом балансе. Масштабные значения N_{ϵ} откладываются не от оси абсцисс, а от ранее построенного луча, выражающего зависимость $N_{\partial}=f(v)$. Таким образом, ординаты полученной кривой в принятом масштабе представляют собой сумму мощностей, затрачиваемых на преодоление сопротивлений дороги и сопротивления воздуха ($N_{\partial}+N_{\epsilon}$).

Мощность, затрачиваемая на разгон автомобиля, может быть рассчитана как замыкающее слагаемое мощностного баланса

$$N_u = N_T - N_{\partial} - N_{\epsilon} \quad (2.39)$$

Значения N_u заносятся в столбец 14 табл. 2.1. Графически значение N_u представляет собой отрезок прямой, проведённой параллельно оси ординат от пересечения с кривой $(N_{\partial}+N_{\epsilon})=f(v)$ до пересечения с кривой $N_T=f(v)$. Очевидно, что для значений скорости, которые достижимы на нескольких передачах, получается несколько значений N_u , соответствующих этим передачам. Значения

N_T заносятся в табл. 2.1, столбец 11 (см. приложение 3, пункт 2.8 и приложение 4, рис. П4.7).

2.10. Расчёт и построение графика времени разгона

Алгоритм расчёта времени разгона автомобиля основан на определении ускорения как первой производной от скорости по времени $j = dv/dt$. Разделяя переменные, получим $j \cdot dt = dv$. Отсюда $dt = (1/j)dv$.

Время разгона автомобиля в конечном интервале изменения скоростей от v_1 до v_2 выражается как определённый интеграл

$$t_{1,2} = \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{j} dv. \quad (2.40)$$

Аналитически вычислить этот интеграл довольно сложно. При выполнении курсовой работы рекомендуется использовать описанный ниже графоаналитический метод. В нём используется построенный ранее график величины, обратной ускорению. Если рассмотреть на этом графике элементарную площадку dF , ограниченную осью абсцисс, кривой графика и двумя ординатами, отстоящими друг от друга на расстояние dv , то величина площади этой площадки будет равна $dF = (1/j)dv$, где $1/j$ – средняя ордината.

Выражение для dF полностью совпадает с выражением для дифференциала времени разгона. Однако очевидно, что dF выражает элементарное время разгона в некотором масштабе, т.е.

$$dt = M(t) \cdot dF, \quad (2.41)$$

где $M(t)$ – масштаб времени разгона, с/см.

В свою очередь, масштаб времени разгона составляет величину

$$M(t) = M\left(\frac{1}{j}\right) \cdot M(v) / 3,6, \quad (2.42)$$

где $M(1/j)$ – масштаб величины, обратной ускорению, $(с^2/м)/см$; $M(v)$ – масштаб скорости автомобиля, $(км/ч)/см$.

Множитель $1/3,6$ в этом выражении введён в связи с тем, что скорость на всех графиках выражена в км/ч.

Время разгона в конечном интервале скоростей (от v_1 до v_2)

$$t_{1,2} = M(t)F, \quad (2.43)$$

где F – площадь на рассматриваемом графике, ограниченная осью абсцисс, кривой графика величины, обратной ускорению, и ординатами, соответствующими скоростям v_1 и v_2 .

Практически расчёт и построение графика времени разгона производят в следующей последовательности. Задаются несколькими значениями скорости ($v_1, v_2 \dots$). Всего этих значений следует взять 5...8. Наименьшее значение соответствует первой расчётной точке на первой передаче, а наибольшее – $(0,95 \dots 0,97)v_{max}$. Проводятся ординаты, соответствующие выбранным значениям скорости, и получаются площадки $F_1, F_2 \dots$ под графиком величины, обратной ускорению. Площадка F_1 в рассчитанном масштабе выражает время разгона от v_1 до v_2 , которое с небольшой погрешностью можно принять равным времени разгона от $v=0$ до v_2 . Сумма площадей F_1+F_2 выражает в масштабе время разгона от $v=0$ до v_3 и так далее.

При разбивке площадок под кривой величины, обратной ускорению, предполагается, что разгон на каждой передаче ведётся до максимальной для этой передачи скорости (кроме высшей передачи, где предполагается расчёт времени разгона до скорости, равной $0,95 \dots 0,97$ от максимальной). Результаты графоаналитического расчёта сводятся в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Расчёт времени разгона

Интервал скорости			$F_i, \text{см}^2$	$\Sigma F_i, \text{см}^2$	Время разгона до конечной скорости в интервале, с
Номер интервала	Начальная скорость в интервале, км/ч	Конечная скорость в интервале, км/ч			
1	0				
2					
3					
4					
5					
6					
7		$(0,95 \dots 0,97)v_{max}$			

По результатам расчёта строится график зависимости времени разгона от скорости автомобиля (см. приложение 3, пункт 2.9 и приложение 4, рис. П4.8, П4.9).

2.11. Расчёт и построение графика пути разгона

Методика расчёта и построения графика пути разгона во многом аналогична той, которая использовалась для расчёта времени разгона. Скорость есть первая производная от пути по времени $v=ds/dt$. Разделяя переменные, имеем

$$ds = v dt.$$

Путь разгона в конечном интервале скоростей

$$s_{1,2} = \int_{t_1}^{t_2} v dt, \quad (2.44)$$

где t_1, t_2 – значения времени разгона, соответствующие скоростям v_1 и v_2 .

При расчёте снова используется графоаналитический метод, основанный на том, что элементарная площадка, ограниченная осью ординат, графиком времени разгона и двумя абсциссами, в некотором масштабе выражает элементарный путь разгона. Действительно,

$$dF = v dt, \quad (2.45)$$

где v – среднее значение скорости на интервале времени t .

С учётом масштаба

$$dt = M(s) dF. \quad (2.46)$$

Масштаб пути разгона

$$M(s) = \frac{1}{3,6} M(v) \cdot M(t). \quad (2.47)$$

Путь разгона в конечном интервале скоростей (от v_1 до v_2) составит величину

$$s_{1,2} = M(s) F, \quad (2.48)$$

где F – площадь, ограниченная осью ординат, кривой графика времени разгона и абсциссами, соответствующими значениям скорости v_1 и v_2 .

Расчёт ведется по тем же значениям скорости, что и расчёт времени разгона. Результаты расчёта сводятся в табл. 2.4.

По результатам расчёта строится график зависимости пути разгона от скорости (см. приложение 3, пункт 2.10 и приложение 4, рис. П4.10).

Таблица 2.4

Расчёт пути разгона

Интервал скорости			$F_i,$ см ²	$\Sigma F_i,$ см ²	Путь разгона до конечной скорости в интервале, с
Номер интервала	Начальная скорость в интервале, км/ч	Конечная скорость в интервале, км/ч			
1	0				
2					
3					
4					
5					
6					

7		$(0,95\dots 0,97)v_{max}$			
---	--	---------------------------	--	--	--

3. РАСЧЁТ И ПОСТРОЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ

Характеристика топливной экономичности представляет собой зависимость путевого расхода топлива Q_s в литрах на 100 км пробега автомобиля от скорости движения в заданных дорожных условиях. В курсовой работе эта характеристика строится только для одной (высшей) передачи переднего хода и трёх вариантов дорожных условий, характеризующихся значениями суммарного коэффициента сопротивления дороги ψ_1, ψ_2, ψ_3 . Рекомендуется принять $\psi_1 = \psi_v$; $\psi_2 = 0,5(0,85D_{0max} + \psi_v)$; $\psi_3 = 0,8D_{0max}$.

Путевой расход топлива Q_s рассчитывается по формуле

$$Q_s = \frac{g_{ен} k_{\omega} k_u (N_{\partial} + N_{\epsilon})}{10v\rho_T\eta_T}, \quad (3.1)$$

где $g_{ен}$ – удельный эффективный расход топлива двигателем на номинальном режиме, г/(кВт·ч); k_{ω} – коэффициент, учитывающий изменение удельного эффективного расхода топлива от номинального в зависимости от относительной частоты вращения; k_u – коэффициент, учитывающий изменение удельного эффективного расхода топлива от номинального в зависимости от относительной нагрузки; v – скорость автомобиля, км/ч; ρ_T – плотность топлива, кг/л.

Значения $g_{ен}$ можно взять по характеристике двигателя-прототипа. Ориентировочно можно принять:

- для бензиновых двигателей $g_{ен} = 310 \dots 340$ г/(кВт·ч);
- для дизельных двигателей $g_{ен} = 220 \dots 250$ г/(кВт·ч).

Плотность топлива ориентировочно может быть принята:

- для бензина $\rho_T = 0,725$ кг/л;
- для дизельного топлива $\rho_T = 0,83 \dots 0,85$ кг/л.

Поправочные коэффициенты k_{ω} и k_u являются функциями соответственно относительной частоты вращения n/n_v (см. пункт 2.1) и относительной нагрузки u , которая определяется по формуле

$$u = \frac{N_{\partial} + N_{\epsilon}}{N_e\eta_T}, \quad (3.2)$$

где N_e – мощность двигателя по внешней скоростной характеристике при частоте вращения, соответствующей рассматриваемому значению скорости, кВт.

Значения поправочных коэффициентов могут быть определены по аналитическим зависимостям, составленным на основе обработки и обобщения данных испытаний многих автомобильных двигателей. Один из вариантов таких зависимостей приведён ниже.

Для бензиновых двигателей

$$k_{\omega} = 0,8 \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 - \frac{n}{n_N} + 1,2; \quad (3.3)$$

$$k_u = 2,85u^2 - 4,35u + 2,52.$$

Для дизелей

$$k_{\omega} = \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 - 1,55 \frac{n}{n_N} + 1,55; \quad (3.4)$$

$$k_u = 1,50u^2 - 2,25u + 1,75.$$

Кроме значений Q_s , рассчитывается также величина предельного для данной скорости значения расхода топлива Q_s' в л/100 км в предположении, что двигатель работает по внешней скоростной характеристике:

$$Q_s' = \frac{g_{en} k_{\omega} N_e}{10v\rho_T}. \quad (3.5)$$

Результаты расчёта сводятся в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Расчёт характеристики топливной экономичности

ψ	v , км/ч	n , об/мин	N_e , кВт	N_{∂} , кВт	N_g , кВт	$(N_{\partial} + N_e) / \eta_T$, кВт	n/n_N	u	k_{ω}	k_u	Q_s , л/100 км	Q_s' , л/100 км

Значения n и N_g переносятся в эту таблицу из табл. 2.1 (для прямой передачи). Значения N_{∂} для $\psi = \psi_v$ также могут быть взяты из табл. 2.1. Для других значений ψ величина N_{∂} рассчитывается по формуле (2.37).

По результатам расчётов строятся кривые зависимостей $Q_s = f(v)$ и $Q_s' = f(v)$. Очевидно, что при построении кривые $Q_s = f(v)$ должны доводиться только до пересечения с ограничивающей кривой $Q_s' = f(v)$ (если они пересекаются). Части кривых $Q_s = f(v)$, лежащие выше ограничивающей кривой, не имеют реального смысла, так как это означало бы работу двигателя на режиме за пределами внешней скоростной характеристики (см. приложение 3, пункт 2.3 и приложение 4, рис. П4.11).

4. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ И ВЫВОДЫ

По результатам проведённых расчётов необходимо сделать оценку тяговых качеств автомобиля и его топливной экономичности. Значения показателей динамических и экономических качеств проектируемого автомобиля сравниваются с соответствующими показателями прототипа и других автомобилей, близких по типу и классу к проектируемому. При этом выявляются достоинства и недостатки спроектированного автомобиля. Если недостатки существенны, то должны быть предложены меры к их устранению. Эти меры могут предусматривать изменение некоторых исходных данных, а также мероприятия конструктивного плана.

Должны быть сформулированы условия, при которых автомобиль будет эксплуатироваться наиболее эффективно: дорожно-климатические условия, режимы движения, обеспечивающие оптимальную динамику, высокую производительность и топливную экономичность, а также безопасность движения.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1 Таблица П1.1

ВАРИАНТЫ

заданий на курсовое проектирование по дисциплинам «Конструкция расчет и потребительские свойства изделий»
и «Рабочие процессы, конструкция и основы расчета энергетических установок»

Номер варианта	Тип автомобиля	Грузоподъемность, т (пассажировместимость, чел.)	Тип двигателя	Номинальная частота вращения коленчатого вала n_n , об/мин	Максимальная скорость V_{max} , км/час	Максимальный динамический фактор на высшей передаче D_{0max}	Суммарный коэффициент сопротивления дороги на режиме V_{max} ψ_{Imax}	Радиус коленчатого колеса R_k , м	КПД трансмиссии η_T	Лобовая площадь F , м ²	К обтекаемости K_B , кг/м ³	База автомобиля L , м
1	Л	—	К	7000	200	0,045	0,35	0,50	0,87	3,0	0,20	2,0
2	Г	9	К	5500	120	0,043	0,30	0,65	0,80	7,0	0,55	4,2
3	А	40	К	6000	140	0,045	0,31	0,60	0,85	8,0	0,45	4,4
4	Л	—	Д	4000	150	0,040	0,38	0,42	0,91	4,5	0,35	2,2
5	Г	7	Д	2500	80	0,050	0,40	0,50	0,87	6,0	0,51	3,4
6	А	50	Д	4500	150	0,037	0,30	0,70	0,83	9,0	0,38	5,0
7	Л	—	К	6500	190	0,050	0,36	0,48	0,88	2,5	0,22	2,4
8	Г	10	К	5000	110	0,060	0,34	0,70	0,81	8,0	0,60	4,6
9	А	35	Д	4500	140	0,040	0,32	0,55	0,84	7,0	0,47	4,0
10	Л	—	К	6000	180	0,035	0,37	0,46	0,89	4,0	0,25	2,6
11	Г	8	Д	3000	90	0,055	0,39	0,55	0,86	6,0	0,65	3,8
12	А	45	К	5500	130	0,043	0,33	0,65	0,86	8,5	0,40	4,6
13	Л	—	Д	3500	165	0,030	0,40	0,45	0,89	3,5	0,24	2,8
14	Г	7	К	4500	100	0,053	0,37	0,55	0,83	5,5	0,63	3,6
15	А	45	Д	3000	130	0,055	0,34	0,60	0,87	8,0	0,43	4,8

Окончание табл. П1.1

Номер варианта	Тип автомобиля	Грузоподъемность, т (пассажировместимость, чел.)	Тип двигателя	Номинальная частота вращения коленчатого вала n_N , об/мин	Максимальная скорость V_{max} , км/час	Максимальный динамический фактор на высшей передаче D_{0max}	Суммарный коэффициент сопротивления дороги на режиме V_{max} ψ_{Imax}	Радиус колесного колеса R_K , м	КПД трансмиссии η_T	Лобовая площадь F , м ²	К обтекаемости K_B , кг/м ³
16	Л	—	К	5500	170	0,043	0,38	0,44	0,90	2,5	0,27
17	Г	10	Д	3500	100	0,045	0,36	0,65	0,84	7,5	0,57
18	А	40	Д	3500	120	0,035	0,35	0,65	0,88	7,5	0,45
19	Л	—	К	5000	160	0,043	0,39	0,42	0,91	4,0	0,30
20	Г	6	К	4000	90	0,057	0,38	0,50	0,85	5,0	0,56
21	А	30	К	5000	120	0,053	0,36	0,55	0,85	6,0	0,54
22	Л	—	Д	3000	155	0,047	0,38	0,42	0,90	3,0	0,28
23	Г	9	Д	4000	110	0,040	0,35	0,60	0,82	6,5	0,53
24	А	30	Д	3000	110	0,050	0,37	0,50	0,86	6,5	0,50
25	Л	—	К	4500	150	0,037	0,40	0,40	0,92	3,5	0,33

Примечание: номер варианта соответствует двум последним цифрам номера зачетной книжки, 26 номер зачетной книжки соответствует 7 варианту задания и т.д.

Основные результаты тягового расчета по передачам

Передача	№ точки	n , об/мин	v , км/ч	P_B , Н	P_{II} , Н	P_T , Н	D	j , м/с ²	$1/j$, с ² /м	N_T , кВт	N_D , кВт	N_B , кВт	N_{II} , кВт
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
I	1	950	3,477966	3,23	46167,262	48439,27	0,34529	1,413786	0,70732	46,97	2,191867	0,003125	44,6
	2	1800	6,58983	11,23	49208,615	51489,47	0,367027	1,507163	0,6634498	94,24	4,153011	0,021256	90,07
	3	2250	8,237288	17,23	49617,794	51904,71	0,369984	1,519865	0,657953	118,75	5,191263	0,041515	113,52
	4	3000	10,98305	32,23	48450,245	50751,27	0,361757	1,484522	0,673617	154,82	6,921684	0,098406	147,8
	5	3500	12,81356	43,23	46388,048	48700,72	0,347136	1,421716	0,703375	173,32	8,075298	0,156265	165,09
	6	4000	14,64407	57,34	43298,77	45624,88	0,325207	1,327514	0,753288	185,58	9,228912	0,233258	176,18
	7	4350	15,92542	67,83	40525,178	42861,76	0,305507	1,242892	0,804575	189,59	10,03644	0,300002	179,26
	8	4500	16,47458	72,57	39182,431	41,523,77	0,295969	1,201916	0,832005	190,0	10,38253	0,332119	179,29
	9	5175	18,94576	96,0	31996,179	34360,92	0,244904	0,982558	1,017752	180,81	11,93991	0,505112	168,37
II	1	950	5,271659	7,43	29681,506	31957,71	0,227799	1,317558	0,75898	46,97	3,322279	0,0100882	43,46
	2	1800	9,988407	26,68	31674,621	33970,07	0,242135	1,406813	0,710827	94,24	6,294845	0,074019	87,88
	3	2250	12,48551	41,68	31933,567	34244,02	0,244083	1,418942	0,704751	118,75	7,868556	0,144567	110,74
	4	3000	16,64734	74,65	31140,181	33483,05	0,23865	1,385119	0,721959	154,82	10,49141	0,342678	143,99
	5	3500	19,4219	100,85	29760,574	32130,2	0,229001	1,325046	0,754691	173,32	12,23998	0,54416	160,54
	6	4000	22,19646	131,75	27700,421	30100,92	0,214531	1,234952	0,809748	185,58	13,98854	0,812274	170,78
	7	4350	24,13865	155,79	25853,391	28277,95	0,201532	1,154024	0,866533	189,59	15,21254	1,044697	173,34
	8	4500	24,97102	166,72	24959,772	27395,22	0,195238	1,114838	0,896992	190,0	15,73711	1,156539	173,11
	9	5175	28,71667	220,48	20,180,287	22669,54	0,161544	0,905063	1,104895	180,81	18,09768	1,758951	160,95

Передача	№ точки	n, об/мин	v, км/ч	P _B , Н	P _И , Н	P _Т , Н	D	j, м/с ²	1/j, с ² /м	N _Т , кВт	N _Д , кВт	N _В , кВт	N _И , кВт
III	1	950	7,990414	17,08	18798,185	21084,03	0,150281	1,037935	0,963452	46,97	5,03568	0,037893	36,99
	2	1800	15,13973	61,29	20081,623	22411,68	0,159732	1,111077	0,900028	94,24	9,541288	0,257754	84,77
	3	2250	18,92467	95,76	20227,892	22592,42	0,161013	1,120992	0,892067	118,75	11,92661	0,503427	106,32
	4	3000	25,23289	170,23	19651,367	22090,37	0,157422	1,093201	0,914745	154,82	15,90215	1,193308	137,72
	5	3500	29,43837	231,70	17358,546	21197,83	0,151052	1,043897	0,957949	173,32	18,5525	1,894928	152,87
	6	4000	33,64385	302,63	16084,917	19859,02	0,1415	0,0969971	1,030958	185,58	21,20286	2,828581	161,55
	7	4350	36,58769	357,91	16029,64	18656,32	0,132921	0,903574	1,106716	189,59	23,05811	3,637948	162,9
	8	4500	37,84933	880,0	15422,152	18073,94	0,128767	0,871425	1,147546	190,0	23,85322	4,027414	162,12
	9	5175	43,52673	506,57	12180,87	14956,18	0,106531	0,699332	1,429935	180,81	27,4312	6,125193	147,26
IV	1	950	12,11131	39,23	11602,148	13910,14	0,099135	0,718075	1,392612	46,97	7,632733	0,131955	39,03
	2	1800	22,94775	140,8	12376,493	14786,06	0,105358	0,771941	1,295436	94,24	14,46202	0,897578	78,88
	3	2250	28,68469	220,0	12416,538	14905,3	0,106197	0,779203	1,283362	118,75	18,07753	1,753082	98,92
	4	3000	38,24626	391,09	11914,206	14574,07	0,103818	0,758609	1,318203	154,82	24,10337	4,155453	126,57
	5	3500	44,62063	532,32	11184,129	13985,22	0,099608	0,722171	1,384713	173,32	28,1206	6,598706	138,61
	6	4000	50,99501	695,28	10137,905	13101,95	0,093299	0,667568	1,497975	185,58	32,13783	9,849963	143,6
	7	4350	55,45707	822,27	9217,43	12308,47	0,087635	0,618536	1,61672	189,59	34,94988	12,66842	141,97
	8	4500	57,36939	879,95	87755,14	11924,24	0,084892	0,594798	1,681243	190,0	36,15505	14,02466	139,82
	9	5175	65,97479	1163,74	6434,801	9867,311	0,070213	0,467743	2,137926	180,81	41,57831	21,32975	117,91

Передача	№ точки	n , об/мин	v , км/ч	P_B , Н	P_{II} , Н	P_T , Н	D	j , м/с ²	$1/j$, с ² /м	N_T , кВт	N_D , кВт	N_B , кВт	N_{II} , кВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
V	1	950	18,35749	90,10	6818,315	9177,189	0,065384	0,449082	2,226767	46,97	11,56917	0,45906	34,76
	2	1800	34,78261	323,46	7162,837	9755,073	0,069472	0,486388	2,055972	94,24	21,92053	3,125633	69,19
	3	2250	43,47826	505,41	7059,956	9833,743	0,070016	0,491354	2,035191	118,75	27,40066	6,104753	85,25
	4	3000	57,97101	898,51	6447,938	9615,216	0,068431	0,476887	2,096934	154,82	36,53421	1447053	103,82
	5	3500	67,63285	1222,97	5734,984	9226,722	0,065643	0,451447	2,215101	173,32	42,62324	22,97866	107,72
	6	4000	77,29469	1597,34	4777,687	8643,982	0,061471	0,413371	2,419136	185,58	48,71228	34,3005	102,57
	7	4350	84,05797	1889,11	3962,608	8120,487	0,057726	0,379199	2,637137	189,59	52,9746	44,1152	92,5
	8	4500	86,95652	2021,64	3576,587	7866,995	0,055914	0,362659	2,757413	190,0	54,80131	48,83802	86,36
	9	5175	100	2673,62	1567,553	6509,938	0,046215	0,274154	3,647589	180,81	63,02151	74,27653	43,51

1. Пример задания на проектирование

Вариант №34.

Тип автомобиля – грузовой.

Грузоподъемность, т (пассажировместимость, чел). – 7 т.

Тип двигателя – карбюраторный.

Тип трансмиссии – механическая.

Максимальная скорость – $v_{\max} = 100$ км/ч.

Максимальный динамический фактор на высшей передаче $D_0 \max = 0,053$.

Максимальное значение суммарного коэффициента сопротивления дороги, по которой автомобиль может двигаться на первой передаче – $\psi I_{\max} = 0,37$.

Радиус колеса – $r_k = 0,55$ м.

Коэффициент полезного действия трансмиссии – $\eta_T = 0,83$.

Лобовая площадь автомобиля – $F = 5,5$ м².

Коэффициент обтекаемости – $k_B = 0,63$ кг/м³.

База автомобиля – $L = 3,6$ м.

Полная масса автомобиля – $m_a = 14300$ кг.

Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя $n_N = 4500$ об/мин (частота вращения, при которой двигатель развивает максимальную мощность).

2. Выполнение тягового расчёта

2.1. Расчёт максимальной мощности двигателя

Расчёт мощности двигателя, необходимой для обеспечения движения автомобиля с заданной максимальной скоростью N_v :

$$N_v = \frac{G_a \psi_v v_{\max}}{3600 \eta_T} + \frac{k_B F v_{\max}^3}{46656 \eta_T}$$

Здесь $G_a = m_a g = 14300 \cdot 9,81 = 140283$ Н – полный вес автомобиля; $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения; ψV – суммарный коэффициент сопротивления дороги на режиме максимальной скорости; $v_{\max} = 100$ км/ч – задан-

ная максимальная скорость автомобиля; $k_B = 0,63 \text{ кг/м}^3$ – коэффициент обтекаемости; $F = 5,5 \text{ м}$ – лобовая площадь автомобиля; $\eta_T = 0,83$ – КПД трансмиссии.

Суммарный коэффициент сопротивления дороги при исправных шинах и нормальном давлении воздуха выражается зависимостью

$$\psi V = f_0 + kf v^2,$$

где $f_0 = 0,010$ – коэффициент сопротивления качению при малой скорости;

$kf = 8 \cdot 10^{-8} \text{ с}^2/\text{м}^2$ – коэффициент, учитывающий зависимость ψ от скорости автомобиля; v – скорость автомобиля в м/с.

Для режима движения автомобиля с максимальной скоростью $N = 100 \text{ км/час}$

$$\psi V = f_0 + kf v_{\max}^2 = 0,010 + 8 \cdot 10^{-8} (100/3,6)^2 = 0,01617.$$

Тогда мощность N_V составит величину

$$N_V = \frac{G_a \cdot \psi_V \cdot v_{\max}}{3600 \cdot \eta_T} \frac{k_B \cdot F \cdot v_{\max}}{46656 \cdot \eta_T} \frac{140283 \cdot 0,01617}{3600 \cdot 0,83} + \frac{0,63 \cdot 5,5 \cdot 100^3}{46656 \cdot 0,83} = 165,4078 \text{ кВт}.$$

Максимальную мощность двигателя по условию обеспечения максимальной скорости автомобиля N_{\max}^V определяем по формуле Лейдермана, связывающей мощность в произвольной точке внешней скоростной характеристики с максимальной мощностью:

$$N_{\max}^V = \frac{N_V}{a(n_V / n_N) + b(n_V / n_N)^2 - c(n_V / n_N)^3},$$

где n_V – частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальной скорости автомобиля, об/мин; n_N – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин. Для карбюраторных двигателей $n_V / n_N = 1,05 \dots 1,2$. Принимаем 1,15. Коэффициенты формулы Лейдермана $a = b = c = 1$.

$$N_{\max}^V = \frac{N_V}{a(n_V / n_N) + b(n_V / n_N)^2 - c(n_V / n_N)^3} = \frac{165,4078}{11,15 + 11,15^2 - 11,15^3} = 173,8162 \text{ кВт}.$$

Расчет мощности двигателя, необходимой для обеспечения заданного максимального значения динамического фактора на высшей передаче N_{\max}^D , производится при упрощающем предположении, что режим максимального динамического фактора совпадает по частоте вращения коленчатого вала двигателя с режимом максимального крутящего момента.

Частота вращения коленчатого вала двигателя, при которой развивается максимальный крутящий момент n_M , связана с номинальной частотой вращения n_N соотношением

$$n_M = k_M n_N.$$

Величина коэффициента для бензиновых двигателей $k_M=0,5$.

Мощность на режиме максимального динамического фактора на высшей передаче рассчитывается по формуле

$$N^D = \frac{G_a \cdot D_o \cdot v_D}{3600 \cdot \eta_T} + \frac{k_B \cdot F \cdot v_D^3}{46656 \cdot \eta_T},$$

где N^D – мощность двигателя, необходимая для обеспечения заданного значения максимального динамического фактора на высшей передаче, кВт; D_o – заданное значение максимального динамического фактора на высшей передаче; v_D – скорость автомобиля на режиме максимального динамического фактора на высшей передаче, км/ч.

$$v_D = v_{\max} (k_M/k_v) = 100 (0,5/1,15) = 43,478 \text{ км/ч.}$$

Для бензиновых двигателей: $k_v = n_v / n_N$; $k_v = 1,15$.

$$N^D = \frac{G_a \cdot D_o \cdot v_D}{3600 \cdot \eta_T} + \frac{k_B \cdot F \cdot v_D^3}{46656 \cdot \eta_T} = \frac{140283 \cdot 0,053 \cdot 43,478}{3600 \cdot 0,83} + \frac{0,63 \cdot 5,5 \cdot 43,478^3}{46656 \cdot 0,83} = 143,0765 \text{ кВт.}$$

Максимальная мощность двигателя по условию обеспечения заданного максимального динамического фактора на высшей передаче N^D_{\max} рассчитывается по формуле

$$N^D_{\max} = \frac{N^D}{ak_M + bk_M + ck_M^3},$$

где $a=b=c=1$;

$$N^D_{\max} = \frac{N^D}{ak_M + bk_M + ck_M^3} = \frac{143,0765}{10,5 + 10,5^2 - 10,5^3} = \frac{143,0765}{0,5 + 0,25 - 0,125} = 228,9224 \text{ кВт.}$$

Окончательное значение максимальной мощности двигателя N_{\max} принимаем как наибольшее из двух полученных значений мощности N^v_{\max} и N^D_{\max} . $N_{\max} = 228,9224$ кВт.

2.2. Построение внешней скоростной характеристики двигателя

Внешняя характеристика двигателя представляет собой зависимость эффективной мощности N_e , крутящего момента M_K и других показателей работы двигателя от частоты вращения коленчатого вала при максимальной (установленной заводом-изготовителем) цикловой подаче топлива.

Для построения внешней характеристики двигателя используем известную эмпирическую формулу Лейдермана

$$N_e = N_{\max}(a(n_v/n_N)+b(n_v/n_N)^2-c(n_v/n_N)^3);$$

$n_{\min} = 950$ об/мин – минимальная устойчивая частота вращения;

$n_N = 4500$ об/мин – номинальная частота вращения, соответствующая максимальной мощности двигателя; $n_v = k_v n_N = 1,15 \cdot 4500 = 5175$ об/мин – частота вращения, соответствующая максимальной скорости автомобиля; $n_m = 0,5 \cdot 4500 = 2250$ об/мин – частота вращения, соответствующая максимальному крутящему моменту двигателя; $a = b = c = 1$.

Результаты расчета заносим в табл. ПЗ.1 и по рассчитанным значениям мощности в каждой точке характеристики определяем крутящий момент двигателя по формуле

$$M_k = 9550 N_e / n.$$

Результаты расчета заносим в табл. ПЗ.1.

Таблица ПЗ.1

Результаты расчета внешней скоростной характеристики двигателя

Номер точки	Частота вращения n , об/мин	Мощность N_e , кВт	Крутящий момент M_k , Нм
1	950	56,37676	566,7348
2	1800	113,5455	602,4219
3	2250	143,0765	607,2801
4	3000	186,5293	593,785
5	3500	208,8249	569,7937
6	4000	223,584	533,8067
7	4350	228,4221	501,4784
8	4500	228,9224	485,8241
9	5175	217,8482	402,0194

По найденным значениям строим внешнюю скоростную характеристику двигателя.

2.3. Расчет передаточных чисел элементов трансмиссии

Минимальное общее передаточное число трансмиссии u_{Tmin} рассчитывается из условия обеспечения заданной максимальной скорости автомобиля по формуле

$$u_{Tmin} = 0,377 (n_v r_k) / v_{\max} = 0,377 (5175 \cdot 0,55) / 100 = 10,73$$

где n_v – частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной скорости, об/мин; r_k – радиус качения колеса, м.

Для указанных передаточных чисел должно выполняться соотношение

$$u_{T\min} = u_0 u_{кв} u_{дв},$$

где u_0 – передаточное число главной передачи; $u_{кв} = 1$ – передаточное число высшей передачи коробки передач; $u_{дв} = 1$ – передаточное число высшей передачи дополнительной (раздаточной) коробки.

Определяем значение передаточного числа главной передачи по формуле

$$u_0 = u_{T\min} / u_{кв} u_{дв} = 10,73 / 1 \cdot 1 = 10,73.$$

Максимальное передаточное число трансмиссии $u_{T\min}$ рассчитывается из условия преодоления заданного **максимального сопротивления дороги**, характеризующегося суммарным коэффициентом сопротивления $\psi_{\text{Имаx}}$:

$$u_{T\max} = \frac{G_a \cdot \psi_{\text{Имаx}} \cdot r_k}{M_{k\max} \cdot r_T} = \frac{140283 \cdot 0,37 \cdot 0,55}{607,281 \cdot 0,83} = 56,63727.$$

$M_{k\max} = 607,2801$ Нм – максимальный крутящий момент двигателя.

Значение максимального передаточного числа трансмиссии по условию **сцепления колес с дорогой** должно удовлетворять неравенству

$$u_{T\max} < \frac{G_{\text{сц}} \varphi_x r_k}{M_{k\max} \eta_T},$$

где $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес автомобиля; $\varphi_x = 0,8$ – продольный коэффициент сцепления колес с дорогой.

Сцепной вес автомобиля определяем по формуле $G_{\text{сц}} = k_{p2} G_2$ где $G_2 = 0,6 \cdot G_a = 0,6 \cdot 140283 = 84169,8$ Н – вес, приходящийся на задние колеса; k_{p2} – коэффициент перераспределения нагрузки на ведущие задние колеса.

$$k_{p2} = \frac{L \cos \alpha}{L - \varphi_x h_{\text{цт}}} = \frac{3,6 \cos 18^\circ 18''}{3,6 - 0,8 \cdot 0,85} = \frac{3,6 \cdot 0,949403083}{2,92} = 1,1705,$$

где $L = 3,6$ м – база автомобиля; $h_{\text{цт}} = 0,85$ м – высота центра масс автомобиля; α – максимальный угол подъема, преодолеваемый автомобилем.

Максимальный угол подъема

$$\alpha = \arcsin \frac{\psi_{\text{Имаx}} - f \cdot 1 + f^2 - \psi_{\text{Имаx}}^2}{1 + f^2},$$

где $f = 0,015$ – коэффициент сопротивления качению,

$$\alpha = \arcsin \frac{0,37 - 0,015 \cdot 1 + (0,015)^2 - (0,37)^2}{1 + 0,015^2},$$

$$G_{\text{сц}} = k_{p2} G_2 = 1,1705 \cdot 84169,8 = 98520,7509 \text{ Н};$$

$$u_{T \max} < \frac{G_{cy} \varphi_x r_k}{M_{k \max} \eta_T};$$

$$56,63727 < \frac{98520,75 \cdot 0,8 \cdot 0,55}{607,2801 \cdot 0,83} 86,0029; \quad 56,63727 < 86,0029.$$

Расчет передаточных чисел низших ступеней коробки передач $u_{кн}$ дополнительной (раздаточной) коробки $u_{дн}$, ведется из условия

$$u_{T \max} = u_0 u_{кн} u_{дн}.$$

Поскольку дополнительная (раздаточная) коробка отсутствует, то $u_{дн} = 1$. Находим передаточное число первой передачи коробки передач:

$$u_{к1} = u_{T \max} / u_0 u_{дн} = 56,63727 / 6,4 = 5,278225.$$

Передаточные числа промежуточных ступеней определяются по формуле

$$U_{ki} = U_{кв} \sqrt[n-i]{\left(\frac{U_{ki}}{U_{кв}}\right)^{n-i}},$$

где n – общее число ступеней переднего хода коробки передач; i – номер ступени, для которой рассчитывается передаточное число. Находим передаточное число второй передачи коробки передач:

$$U_{к2} = U_{кв} \sqrt[4]{(U_{к1} / U_{кв})^3} = 1 \sqrt[4]{(5,278225 / 1)^3} = 3,482298.$$

Находим передаточное число третьей передачи коробки передач:

$$U_{к3} = U_{кв} \sqrt[4]{(U_{к1} / U_{кв})^2} = 1 \sqrt[4]{(5,278225 / 1)^2} = 2,297439.$$

Находим передаточное число четвертой передачи коробки передач:

$$U_{к4} = U_{кв} \sqrt[4]{(U_{к1} / U_{кв})^1} = 1 \sqrt[4]{(5,278225 / 1)^1} = 1,51573.$$

Находим передаточное число пятой передачи коробки передач:

$$U_{к5} = U_{кв} \sqrt[4]{(U_{к1} / U_{кв})^0} = 1 \sqrt[4]{(5,278225 / 1)^0} = 1.$$

2.4. Расчет скорости движения автомобиля

Для всех ступеней коробки передач и дополнительной коробки рассчитываем значения скорости движения автомобиля в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Расчет ведется по формуле

$$v = 0,377(nr_k/u_0 u_k u_d),$$

где v – скорость автомобиля в км/ч; n – частота вращения коленчатого вала двигателя в об/мин; r_k – радиус качения в м; u_0 – передаточное число главной передачи; u_k – передаточное число рассчитываемой ступени коробки передач; u_d – передаточное число рассчитываемой ступени дополнительной (раздаточной) коробки.

Значения частоты вращения коленчатого вала те же, что и при построении внешней скоростной характеристики.

Рассчитанные значения заносим в столбец 4 табл. 2.1.

Графики зависимости скорости движения автомобиля от частоты вращения коленчатого вала двигателя представляют собой серию лучей, выходящих под разными углами из начала координат.

2.5. Тяговая характеристика и тяговый баланс автомобиля

Тяговая характеристика представляет собой зависимость силы тяги автомобиля от скорости движения по передачам. Значения силы тяги P_T рассчитываем в отдельных точках по формуле:

$$P_T = \frac{M_K \cdot u_0 \cdot u_k \cdot u_d \cdot \eta_T}{r_k},$$

где M_K – крутящий момент двигателя, Нм; η_T – КПД трансмиссии. Результаты расчета P_T заносим в столбец 7 табл. 2.1 и по ним строим графики зависимости $P_T=f(v)$ по передачам.

Тяговый баланс автомобиля описывается уравнением тягового или силового баланса:

$$P_T = P_d + P_v + P_i;$$

где P_T – сила тяги автомобиля; P_d – суммарная сила сопротивления дороги; P_v – сила сопротивления воздушной среды; P_i – сила инерции автомобиля.

Величина P_d определяется по выражению

$$P_d = G_a \psi = 140283 \cdot 0,01617 = 2268,774 \text{ Н},$$

где G_a – полный вес автомобиля; $\psi = \psi_v$ – суммарный коэффициент сопротивления дороги.

На графике тяговой характеристики зависимость $P_a=f(v)$ представляется в виде прямой, параллельной оси абсцисс (значение P_d в таблицу не заносится).

Сила сопротивления воздушной среды P_v :

$$P_B = \frac{k_B \cdot F^2}{12,96},$$

где k_B – коэффициент обтекаемости, кг/м³; F – лобовая площадь автомобиля, м²; v_B – скорость воздушного потока относительно автомобиля, км/ч. Скорость воздушного потока принимаем равной скорости движения автомобиля.

Значения P_B рассчитываем для всех точек и заносим в столбец 5 табл. 2.1.

График зависимости P_B от скорости представляет собой параболу, проходящую через начало координат. Для удобства дальнейшего анализа этот график смещаем вверх на величину, равную P_d (в принятом для сил масштабе). Фактически при таком построении этот график выражает зависимость $(P_d + P_B) = f(v)$.

Силу инерции автомобиля определяем как замыкающее слагаемое силового баланса: $P_{и} = P_T - (P_d + P_B)$.

На графике $P_{и}$ изображается отрезком прямой, проведенной для нужного значения скорости параллельно оси ординат, между точками пересечения этой прямой графиков $P_T = f(v)$ и $(P_B + P_d) = f(v)$. Если заданная скорость может быть обеспечена на нескольких передачах, то каждой из этих передач будет соответствовать свое значение силы инерции. Рассчитанные значения $P_{и}$ заносим в столбец 6 табл. 2.1.

2.6. Расчет и построение динамической характеристики

Динамическая характеристика есть зависимость динамического фактора автомобиля от скорости на разных передачах.

В каждой расчетной точке на каждой передаче динамический фактор D рассчитываем по формуле

$$D = \frac{P_T - P_B}{G_a}.$$

Рассчитанные значения D заносим в столбец 8 табл. 2.1 по этим значениям строим графики $D = f(v)$ для каждой передачи.

Динамическая характеристика позволяет очень просто и наглядно анализировать движение автомобиля в заданных дорожных условиях (при различных значениях ψ). При этом следует помнить, что движение автомобиля без замедления возможно только в том случае, когда динамический фактор по своей величине не меньше суммарного коэффициента сопротивления дороги, т.е. при $D > \psi$.

2.7. Расчет ускорения и величины, обратной ускорению

Ускорение автомобиля j в каждой расчетной точке определяется по формуле

$$j = \frac{D - \psi}{\delta_{вр}} g,$$

где g – ускорение свободного падения ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$); $\delta_{вр}$ – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс, ψ принимаем равным 0,01617.

Коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс автомобиля, может быть рассчитан по приближенной формуле

$$\delta_{вр} = 1,03 + a(u_k u_d);$$

где u_k – передаточное число рассматриваемой ступени коробки передач; u_d – передаточное число рассматриваемой ступени дополнительной коробки; $a = 0,045$ – постоянная для данного автомобиля величина.

Коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс автомобиля на первой передаче: $\delta_{вр1} = 1,03 + a(u_{k1} u_d)^2 = 1,03 + 0,045(5,278225 \cdot 1)^2 = 2,283684$.

Коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс автомобиля на второй передаче: $\delta_{вр2} = 1,03 + a(u_{k2} u_d)^2 = 1,03 + 0,045(3,482298 \cdot 1)^2 = 1,57568$.

Коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс автомобиля на третьей передаче: $\delta_{вр3} = 1,03 + a(u_{k3} u_d)^2 = 1,03 + 0,045(2,297439 \cdot 1)^2 = 1,26752$.

Коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс автомобиля на четвертой передаче: $\delta_{вр4} = 1,03 + a(u_{k4} u_d)^2 = 1,03 + 0,045(1,51573 \cdot 1)^2 = 1,133384684$.

Коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс автомобиля на пятой передаче: $\delta_{вр5} = 1,03 + a(u_{k5} u_d)^2 = 1,03 + 0,045(1 \cdot 1)^2 = 1,075$.

Одновременно рассчитываем значения величины, обратной ускорению, т.е. $1/j$. Рассчитанные значения j и $1/j$ заносим в столбцы 9 и 10 табл. 2.1.

По результатам расчета строим графики зависимости ускорения и величины, обратной ускорению, от скорости по передачам.

2.8. Мощностной баланс автомобиля

Уравнение мощностного баланса автомобиля может быть получено из уравнения тягового (силового) баланса автомобиля почленным умножением его на скорость автомобиля.

В общем случае уравнение мощностного баланса имеет вид

$$N_T = N_K + N_{\Pi} + N_B + N_{И},$$

где N_T – мощность, подводимая к колесам, кВт; N_K – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению, кВт; N_{Π} – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления подъема, кВт; N_B – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздушной среды, кВт; $N_{и}$ – мощность, затрачиваемая на разгон автомобиля, кВт.

Если обозначить $N_K + N_{\Pi} = N_d$, то уравнение примет вид

$$N_T = N_d + N_B + N_{и}.$$

Величина мощности, подводимой к колесам:

$$N_T = N_e \eta_T,$$

где N_e – мощность в соответствующей точке внешней скоростной характеристики двигателя, кВт. Кривые $N_T = f(v)$ по своему характеру повторяют форму внешней скоростной характеристики двигателя, но для высших передач они более растянуты по оси абсцисс.

Рассчитанные значения заносим в столбец 11 табл. 2.1.

Мощность, затрачиваемая на преодоление суммарного сопротивления дороги, рассчитывается по формуле

$$N_d = \frac{G_a \psi v}{3600}.$$

Рассчитанные значения заносим в столбец 12 табл. 2.1. График зависимости N_d от скорости представляет собой луч, выходящий из начала координат.

Мощность, затрачиваемая на преодоление суммарного сопротивления дороги, рассчитывается по формуле

$$N_B = \frac{k_B F v^3}{46650}.$$

Значения N_B записываем в столбец 13 табл. 2.1 и по ним строим график. Для удобства дальнейшего анализа этот график смещаем вверх на величину, равную N_d . Фактически при таком построении этот график выражает зависимость $(N_B + N_d) = f(v)$.

Мощность, затрачиваемая на разгон автомобиля, может быть рассчитана как замыкающее слагаемое мощностного баланса:

$$N_{и} = N_T - N_d - N_B.$$

Значения $N_{и}$ заносим в столбец 14 табл. 2.1. На графике значение $N_{и}$ изображается отрезком прямой, проведенной для нужного значения скорости параллельно оси ординат, между точками пересечения этой прямой графиков $N_T = f(v)$ и $(N_B + N_d) = f(v)$. Если заданная скорость может быть обеспечена на нескольких передачах, то каждой из этих передач будет соответствовать свое значение $N_{и}$.

2.9. Расчет и построение графика времени разгона

Время разгона автомобиля в конечном интервале изменения скоростей от v_1 до v_2 выражается как определенный интеграл:

$$t_{1,2} = \frac{1}{j} dv.$$

Для вычисления этого интеграла применим графоаналитический метод. В нем используется построенный ранее график величины, обратной ускорению. Если рассмотреть на этом графике элементарную площадку dF , ограниченную осью абсцисс, кривой графика и двумя ординатами, отстоящими друг от друга на расстояние dv , то величина площади этой площадки будет равна $dF = (1/j) dv$, где $1/j$ – средняя ордината.

Выражение для dF полностью совпадает с выражением для дифференциала времени разгона. Однако очевидно, что dF выражает элементарное время разгона в некотором масштабе, т.е.

$$dt = M(t) dF,$$

где $M(t)$ – масштаб времени разгона, с/см².

В свою очередь, масштаб времени разгона составляет величину

$$M(t) = M(1/j) M(v)/3,6 = 0,0277 \text{ с/см},$$

где $M(1/j)$ – масштаб величины, обратной ускорению, (с²/м)/см; $M(v)$ – масштаб скорости автомобиля, (км/ч)/см.

Множитель $1/3,6$ в этом выражении введен в связи с тем, что скорость на всех графиках выражена в км/ч.

Время разгона в конечном интервале скоростей (от v_1 до v_2):

$$t_{1,2} = M(t) F,$$

где F – площадь на рассматриваемом графике, ограниченная осью абсцисс, кривой графика величины, обратной ускорению, и ординатами, соответствующими скоростям v_1 и v_2 .

Расчет и построение графика времени разгона производим в следующей последовательности. Задаемся пятью интервалами скорости (v_1, v_2, \dots) (см. приложение 4, рис. П4.8). Наименьшее значение соответствует первой расчетной точке на первой передаче, а наибольшее $v = 95$ км/ч. Проводим ординаты, соответствующие выбранным значениям скорости, и получаем площадки F_1, F_2, \dots под графиком величины, обратной ускорению. Площадка F_1 в рассчитанном масштабе выражает время разгона от $v = 0$ до v_2 . Сумма площадей $F_1 + F_2$ выражает в масштабе время разгона от $v = 0$ до v_3 и так далее. Результаты графоаналитического расчета заносим в табл. ПЗ.2. По результатам расчета строим график зависимости времени разгона от скорости движения автомобиля.

Расчет времени разгона

Интервал скорости			$Fj,$ см ²	$\sum Fj,$ м ²	Время разгона до конечной скорости в интервале, с
Номер интервала	Начальная скорость в интервале, км/ч	Конечная скорость в ин- тервале, км/ч			
0	0	0	0	0	0
1	0	19	128,197	128,197	3,561027778

Окончание табл. ПЗ.2

Интервал скорости			$Fj,$ см ²	$\sum Fj,$ м ²	Время разгона до конечной скорости в интерва- ле, с
Номер интервала	Начальная скорость в интервале, км/ч	Конечная скорость в ин- тервале, км/ч			
2	19	38	182,513	310,71	8,630833333
3	38	57	270,234	580,944	16,13733333
4	57	76	389,912	970,856	26,96822222
5	76	95	502,373	1473,229	40,92302778

2.10. Расчет и построение графика пути разгона

Методика расчета и построения графика пути разгона во многом аналогична той, которая использовалась для расчета времени разгона. Скорость есть производная от пути по времени: $v = ds/dt$. Разделив переменные, имеем $ds = vdt$.

Путь разгона в конечном интервале скоростей:

$$S_{1,2} = vdt;$$

где t_1, t_2 – значения времени разгона, соответствующие скоростям v_1 и v_2 .

При расчете снова используем графоаналитический метод, основанный на том, что элементарная площадка, ограниченная осью ординат, графиком времени разгона и двумя абсциссами, в некотором масштабе выражает элементарный путь разгона, т.е.

$$dF = vdt,$$

где v – среднее значение скорости на интервале времени t .

С учетом масштаба: $dt = M(S)dF$. Масштаб пути разгона:

$$M(S) = 1/3,6 \quad M(v) \quad M(t) = 1/3,6 \cdot 10 \cdot 0,0277 = 0,2137 \text{ м/см}^2.$$

Путь разгона в конечном интервале скоростей (от v_1 до v_2):

$$S_{1,2} = M(S)F,$$

где F – площадь, ограниченная осью ординат, кривой графика времени разгона и абсциссами, соответствующими значениям скорости v_1 и v_2 .

Расчет производим по тем же значениям скорости, что и расчет времени разгона. Результаты расчета заносим в табл. ПЗ.3.

По результатам расчета строим график зависимости пути разгона от скорости.

Таблица ПЗ.3

Расчет пути разгона

Интервал скорости			F_j см ²	F_j см ²	Путь разгона до конечной скорости в интервале, м
Номер интервала	Начальная скорость в интервале, км/ч	Конечная ско- рость в интервале, км/ч			
1	0	19	36,209	36,209	10,058056
2	19	38	148,66	184,869	51,3525
3	38	57	359,2	544,069	151,13028
4	57	76	723,35	1267,419	352,06083
5	76	95	1198,25	2465,669	684,90806

3. Расчет и построение характеристики топливной экономичности

Характеристика топливной экономичности представляет собой зависимость путевого расхода топлива Q_s , в литрах на 100 км пробега автомобиля от скорости движения в заданных дорожных условиях. В курсовой работе эта характеристика строится только для одной высшей передачи переднего хода и трех вариантов дорожных условий, характеризующихся значениями суммарного коэффициента сопротивления дороги ψ_1 ; ψ_2 ; ψ_3 .

Принимаем: $\psi_1 = \psi_v = 0,01617$,

$$\psi_2 = 0,5(0,85D_{o \max} + \psi_v) = 0,5 \cdot (0,85 \cdot 0,053 + 0,01617) = 0,030525.$$

Путевой расход топлива Q_s рассчитывается по формуле

$$Q_s = \frac{g_{en} \cdot k_{\omega} \cdot k_u (N_D \cdot N_B)}{10v p_T \cdot \eta_T},$$

где $g_{ен} = 310$ г/(кВт•ч) – удельный эффективный расход топлива двигателем на номинальном режиме; k_{ω} – коэффициент, учитывающий изменение удельного эффективного расхода топлива от номинального в зависимости от относительной частоты вращения; k_u – коэффициент, учитывающий изменение удельного эффективного расхода топлива от номинального в зависимости от относительной нагрузки; v – скорость автомобиля, км/ч; $p_T = 0,725$ кг/л – плотность топлива.

Поправочные коэффициенты k_{ω} и k_u являются функциями соответственно относительной частоты вращения n/n_N и относительной нагрузки u , которая определяется по формуле

$$u = \frac{N_D \cdot N_B}{N_e \cdot \eta_T},$$

где N_e – мощность двигателя по внешней скоростной характеристике при частоте вращения, соответствующей рассматриваемому значению скорости, кВт.

Значения поправочных коэффициентов могут быть определены по аналитическим зависимостям, составленным на основе обработки и обобщения данных испытаний многих автомобильных двигателей. Один из вариантов таких зависимостей приведен ниже:

$$k_{\omega} = 0,8(n/n_N)^{1,2} - n/n_N + 1,2;$$

$$k_u = 2,85u^2 - 4,35u + 2,52.$$

Кроме значений Q_s рассчитываем также величину предельного для данной скорости значения расхода топлива Q_s' в л/100 км в предположении, что двигатель работает по внешней скоростной характеристике:

$$Q_s' = \frac{g_{ен} \cdot k_{\omega} \cdot k_u (N_D \cdot N_B)}{10 \cdot v \cdot p_T \cdot \eta_T}.$$

Результаты расчета заносим в табл. ПЗ.4.

Расчет характеристики топливной экономичности

Ψ	v , км/ч	n , об/мин	N_e	N_d , кВт	N_e , кВт	$(N_d + N_e)$ / η_r , кВт	n/nN	U	k_ω	k_u	Q_s , л/ 100км	Q'_s , л/ 100км
0,016	18,357	950	56,38	11,569	0,46	9,9838	0,21	0,2571	1,02454	1,59	54,993	134,54
	34,783	1800	113,5	21,921	3,126	20,788	0,4	0,2658	0,928	1,565	53,883	129,53
	43,478	2250	143,1	27,401	6,105	27,809	0,5	0,2821	0,9	1,52	54,293	126,64
	57,971	3000	186,5	36,534	14,47	42,334	0,67	0,3294	0,88889	1,396	56,254	122,29
	67,633	3500	208,8	42,623	22,98	54,45	0,78	0,3785	0,90617	1,282	58,043	119,64
	77,295	4000	223,6	48,712	34,3	68,901	0,89	0,4473	0,94321	1,144	59,722	116,66
	84,058	4350	228,4	52,975	44,12	80,585	0,97	0,5121	0,98089	1,04	60,687	113,97
	86,957	4500	228,9	54,801	48,84	86,021	1	0,5455	1	0,995	61,106	112,57
	100	5175	217,8	63,022	74,28	113,96	1,15	0,7593	1,108	0,86	67,412	103,21
0,03053	18,357	950	56,38	21,836	0,46	18,505	0,21	0,4765	1,02454	1,094	70,152	134,54
	34,783	1800	113,5	41,373	3,126	36,934	0,4	0,4722	0,928	1,101	67,367	129,53
	43,478	2250	143,1	51,717	6,105	47,992	0,5	0,4869	0,9	1,078	66,447	126,64
	57,971	3000	186,5	68,956	14,47	69,244	0,67	0,5389	0,88889	1,004	66,131	122,29
	67,633	3500	208,8	80,448	22,98	85,844	0,78	0,5967	0,90617	0,939	67,04	119,64
	77,295	4000	223,6	91,941	34,3	104,78	0,89	0,6803	0,94321	0,88	69,815	116,66
	84,058	4350	228,4	99,986	44,12	119,6	0,97	0,7601	0,98089	0,86	74,513	113,97
	86,957	4500	228,9	103,43	48,84	126,39	1	0,8014	1	0,864	77,97	112,57
	100	5175	217,8	118,95	74,28	160,38	1,15	1,0686	1,108	1,126	124,2	103,21
0,0424	18,357	950	56,38	30,331	0,46	25,556	0,21	0,658	1,02454	0,892	78,934	134,54
	34,783	1800	113,5	57,469	3,126	50,293	0,4	0,643	0,928	0,901	75,065	129,53
	43,478	2250	143,1	71,836	6,105	64,691	0,5	0,6563	0,9	0,893	74,193	126,64
	57,971	3000	186,5	95,781	14,47	91,509	0,67	0,7121	0,88889	0,868	75,555	122,29
	67,633	3500	208,8	111,74	22,98	111,82	0,78	0,7773	0,90617	0,861	80,037	119,64
	77,295	4000	223,6	127,71	34,3	134,47	0,89	0,873	0,94321	0,895	91,103	116,66
	84,058	4350	228,4	138,88	44,12	151,89	0,97	0,9652	0,98089	0,977	107,42	113,97
	86,957	4500	228,9	143,67	48,84	159,78	1	1,0132	1	1,038	118,42	112,57
	100	5175	217,8	165,22	74,28	198,78	1,15	1,3246	1,108	1,758	240,38	103,21

По результатам расчётов строим кривые зависимости $Q_s = f(v)$ и $Q'_s = f(v)$.

4. Анализ результатов и выводы

Для оценки тяговых качеств автомобиля и его топливной экономичности сравнивают его с соответствующим по классу автомобилем (табл. ПЗ.5).

Таблица ПЗ.5

Рассчитываемые параметры	Рассчитываемый автомобиль	Урал – 377Н	Зил – 133Г
Полная масса, кг	14028 кг	15000 кг	15175 кг
Число цилиндров	6	8	8
База, м	3,6	2,5	2,5
Мощность при ... об/мин, кВт	228 кВт 4500	180 кВт 3200	180 3200
Крутящий момент, Нм	602 Нм при 2000 об/мин	587 Нм при 2000 об/мин	593 Нм при 2000 об/мин
Расход топлива, л/100 км, при $v=40$ км/ч	53,8	46	36
Передаточное число главной передачи	10,73	8,05	6,33
Максимальная скорость, км/ч	100	75	80

Внешняя скоростная характеристика

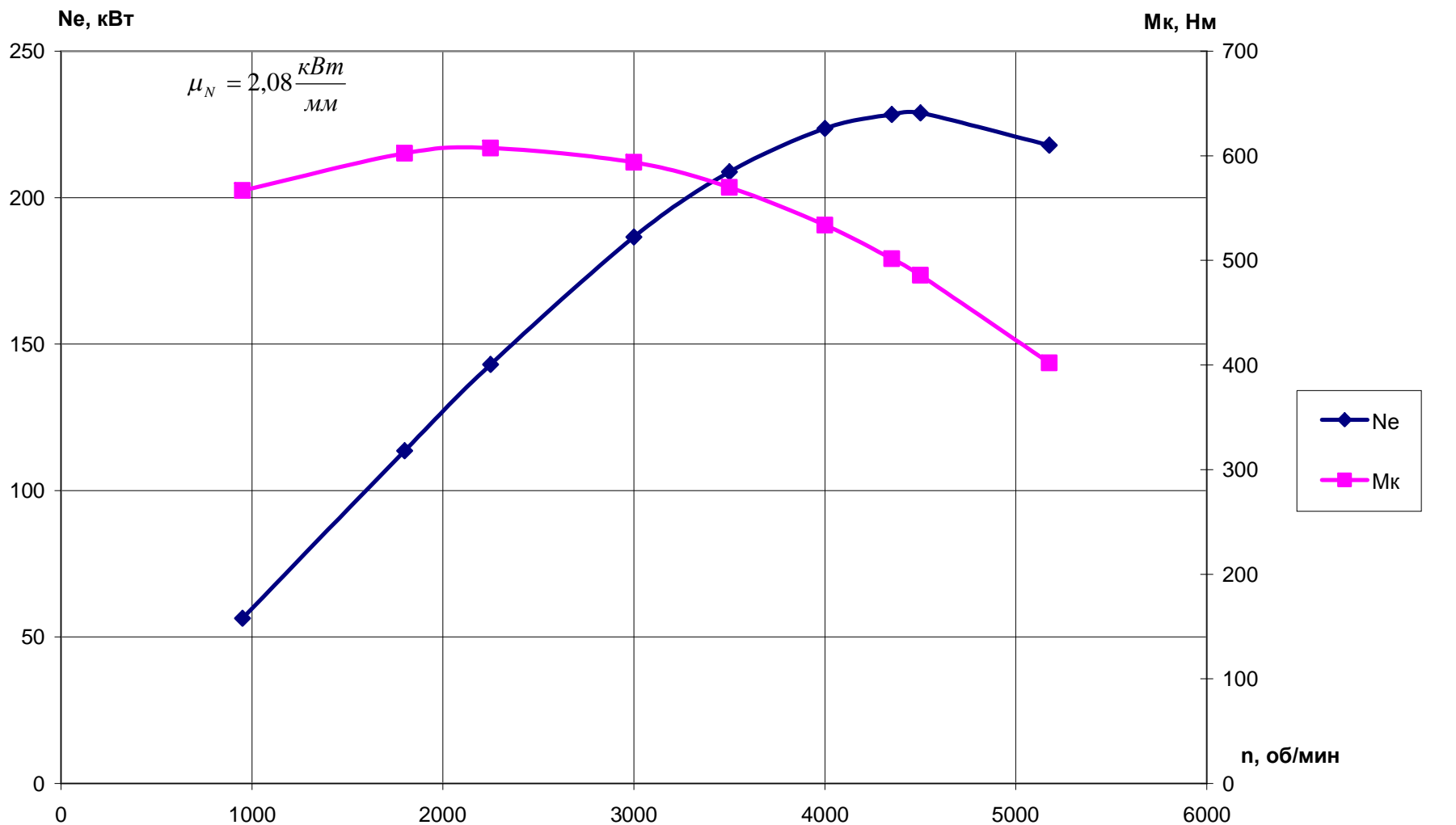


Рис. П4.1

$$\mu_n = 31,91 \frac{\text{об/мин}}{\text{мм}}$$

График зависимости скорости движения автомобиля от частоты вращения коленчатого вала

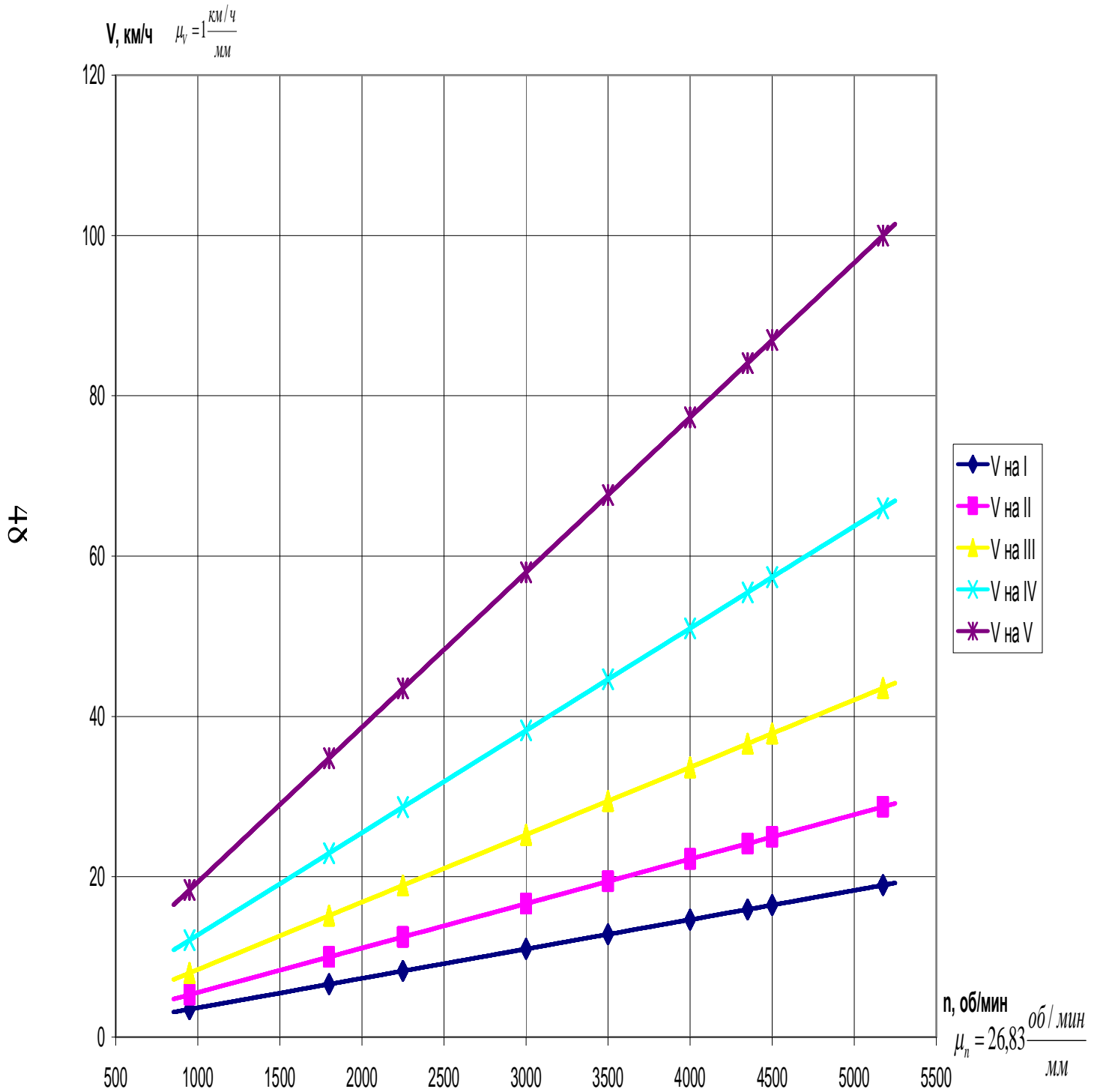


Рис. П4.2

Тяговая характеристика и тяговый баланс автомобиля

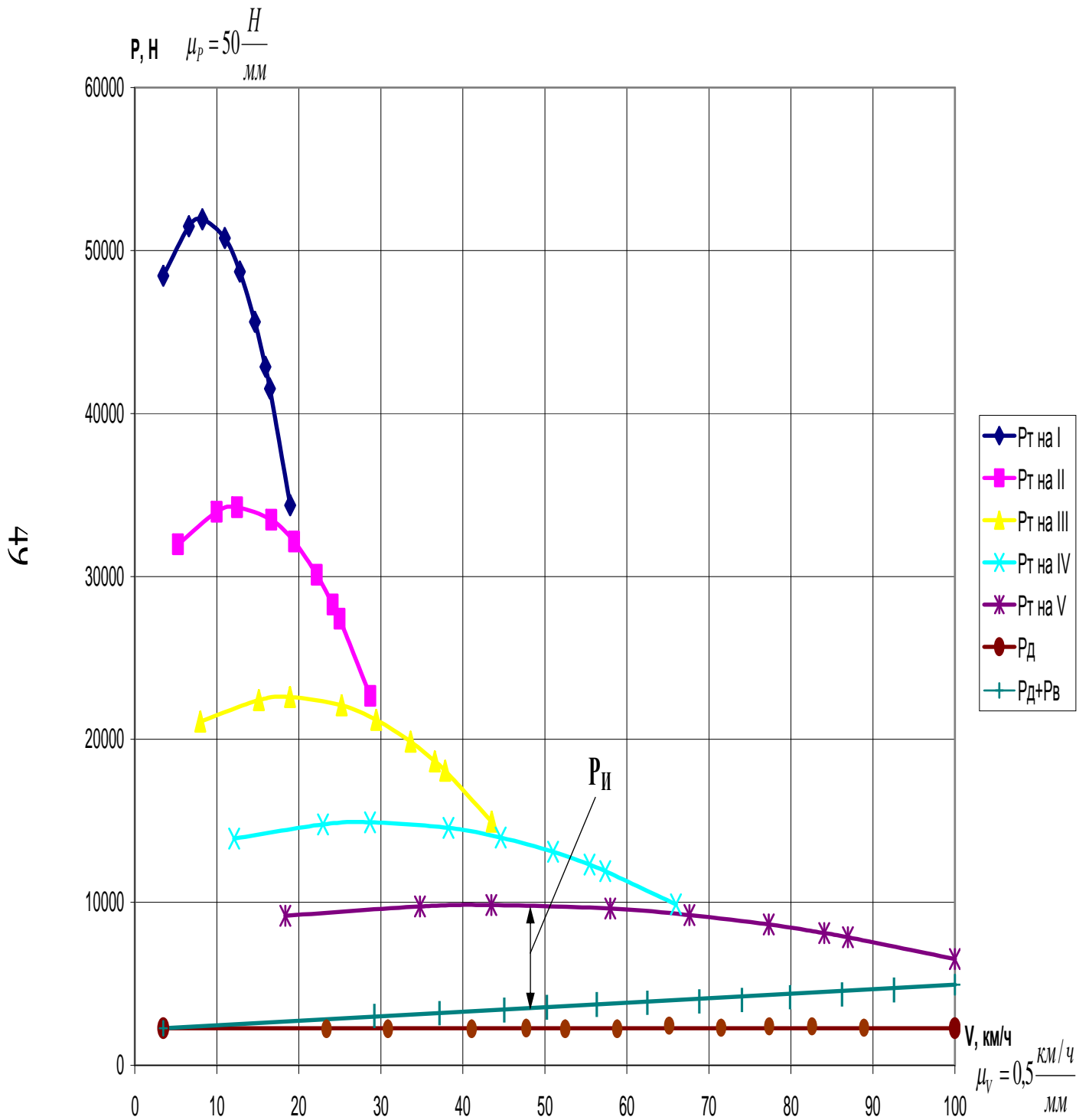


Рис. П4.3

Динамическая характеристика

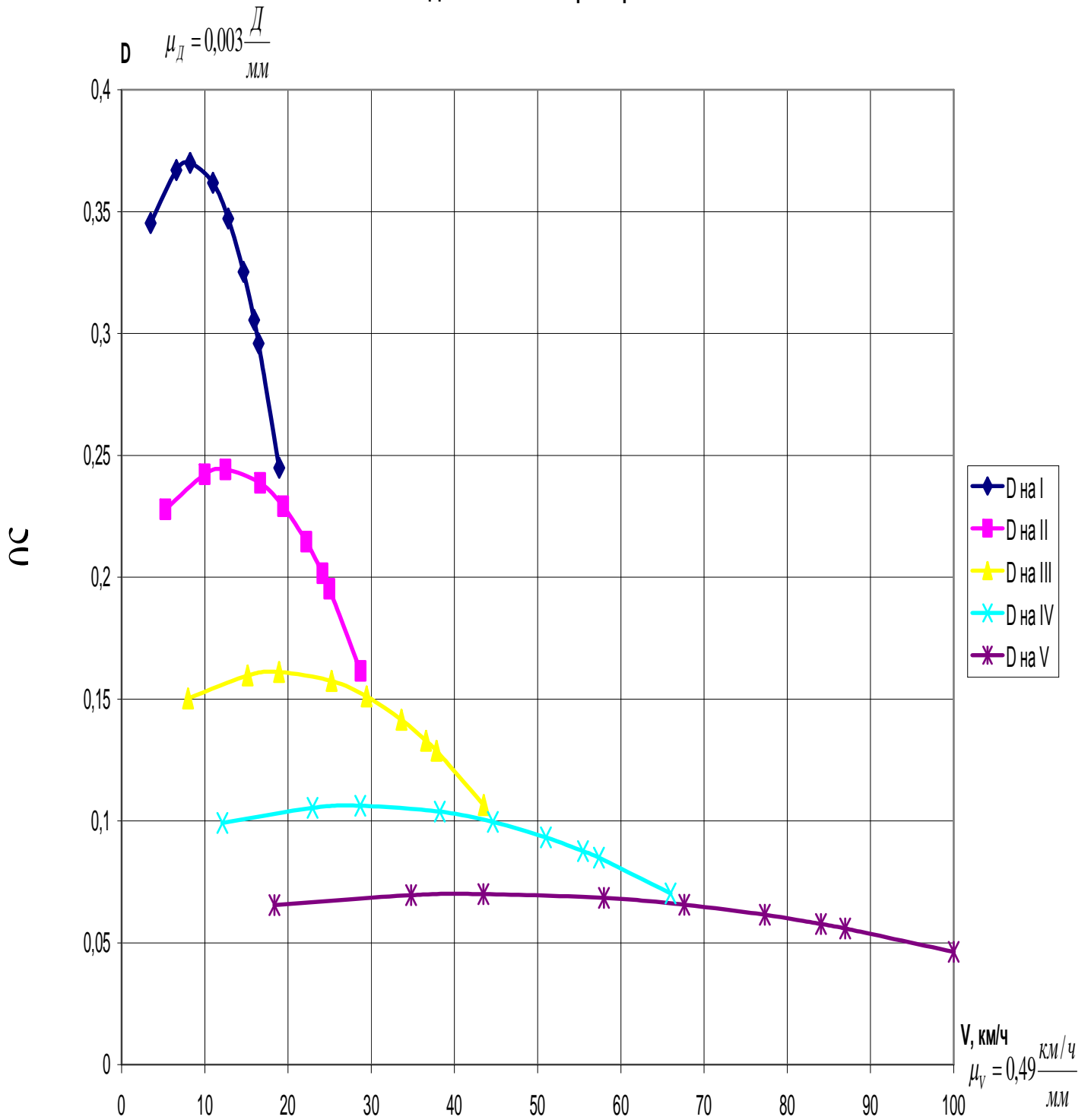


Рис. П4.4

График зависимости ускорения от скорости по передачам

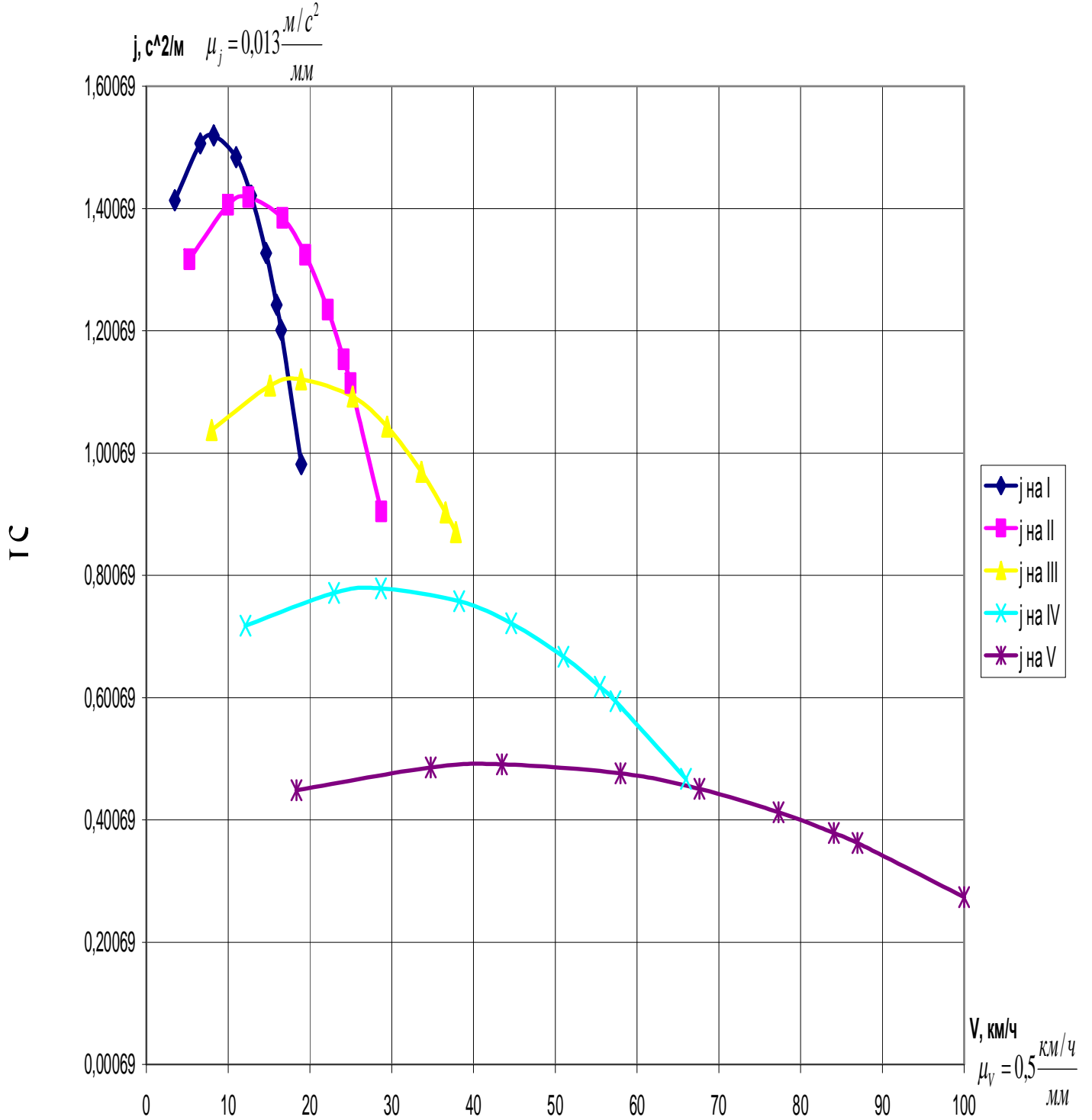


Рис. П4.5

Величина обратная ускорению

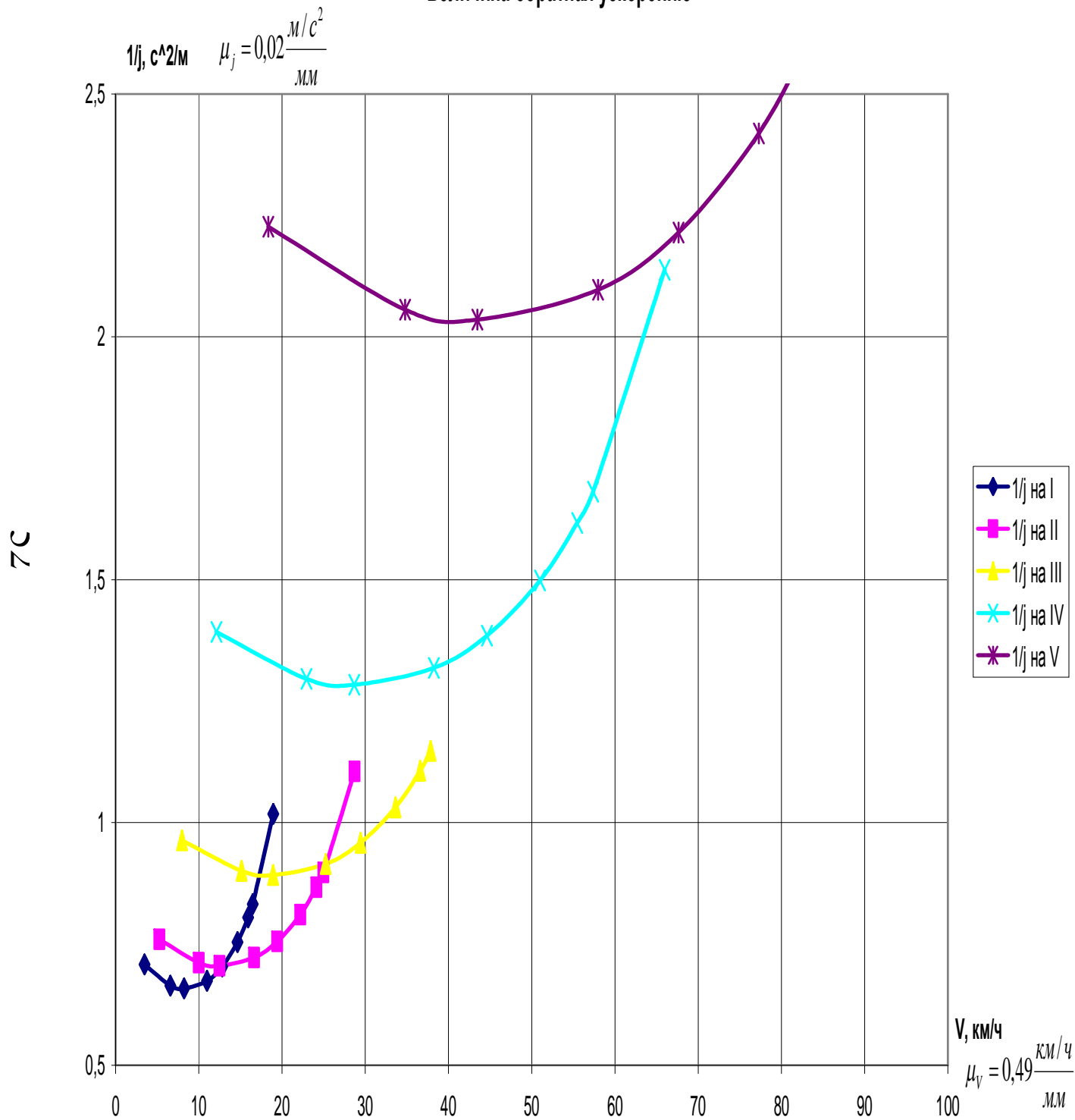


Рис. П4.6

Мощностной баланс автомобиля

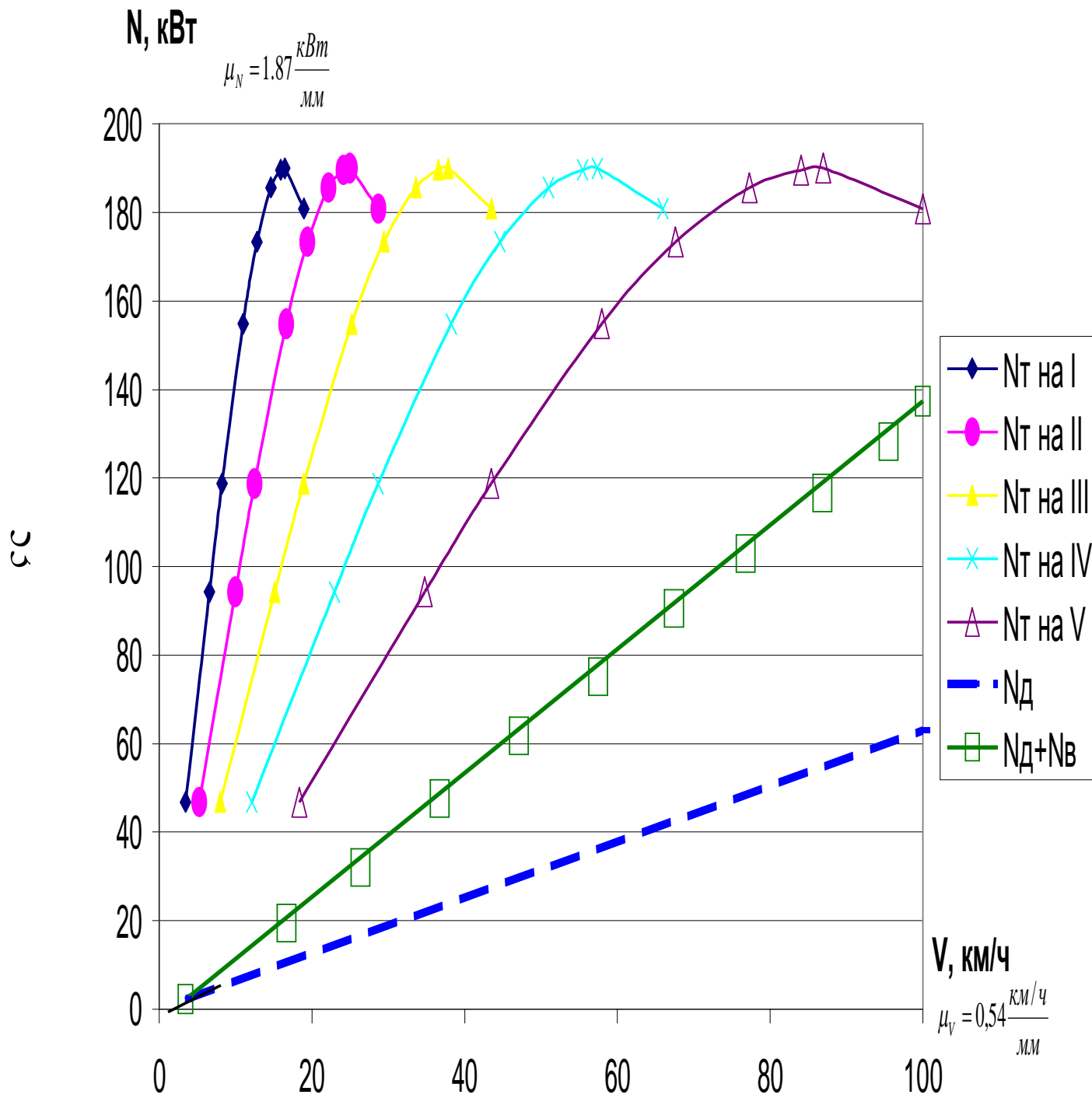


Рис. П4.7

График зависимости величины, обратной ускорению, по передачам

24

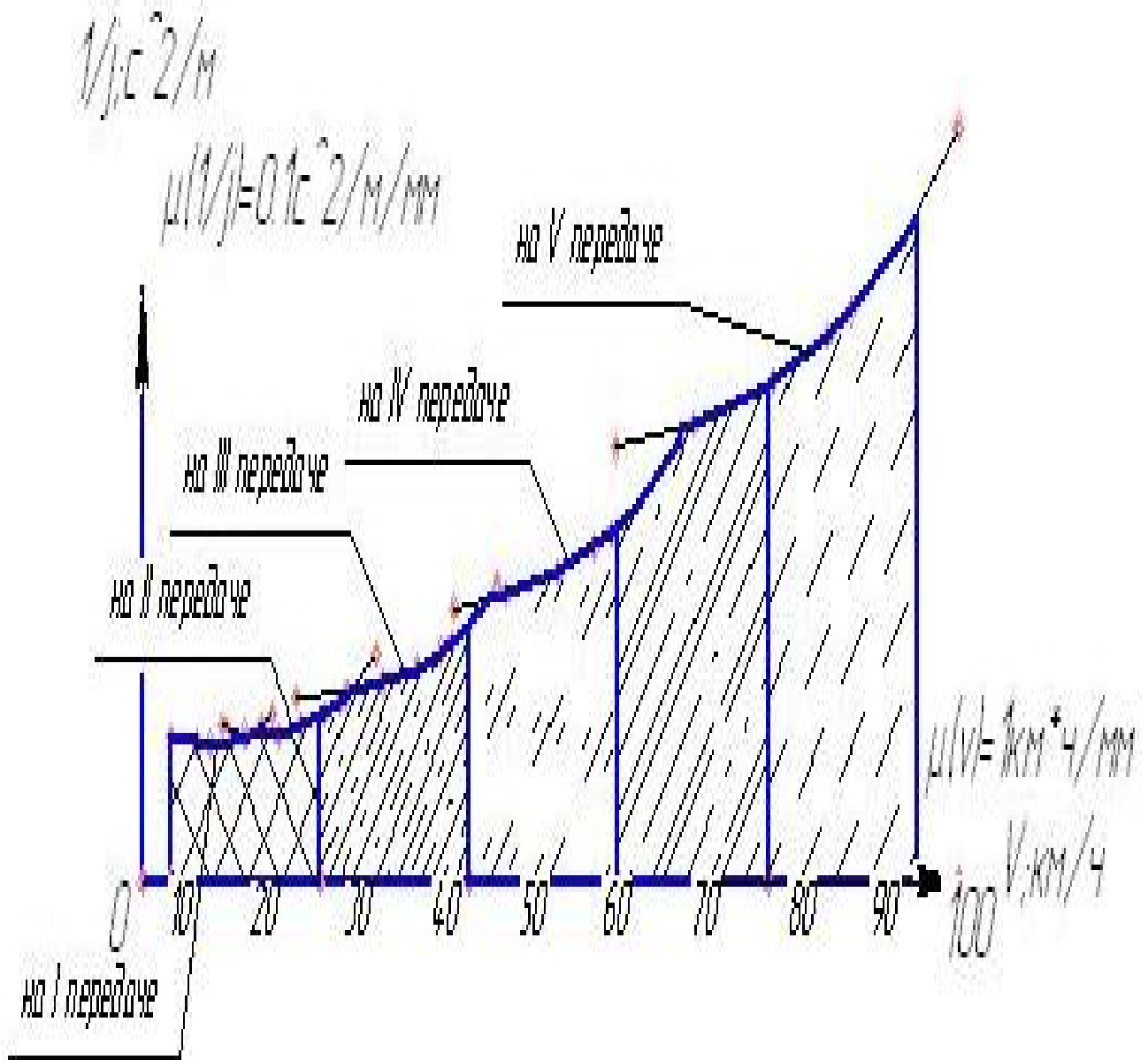


Рис. П4.8

График зависимости времени разгона от скорости

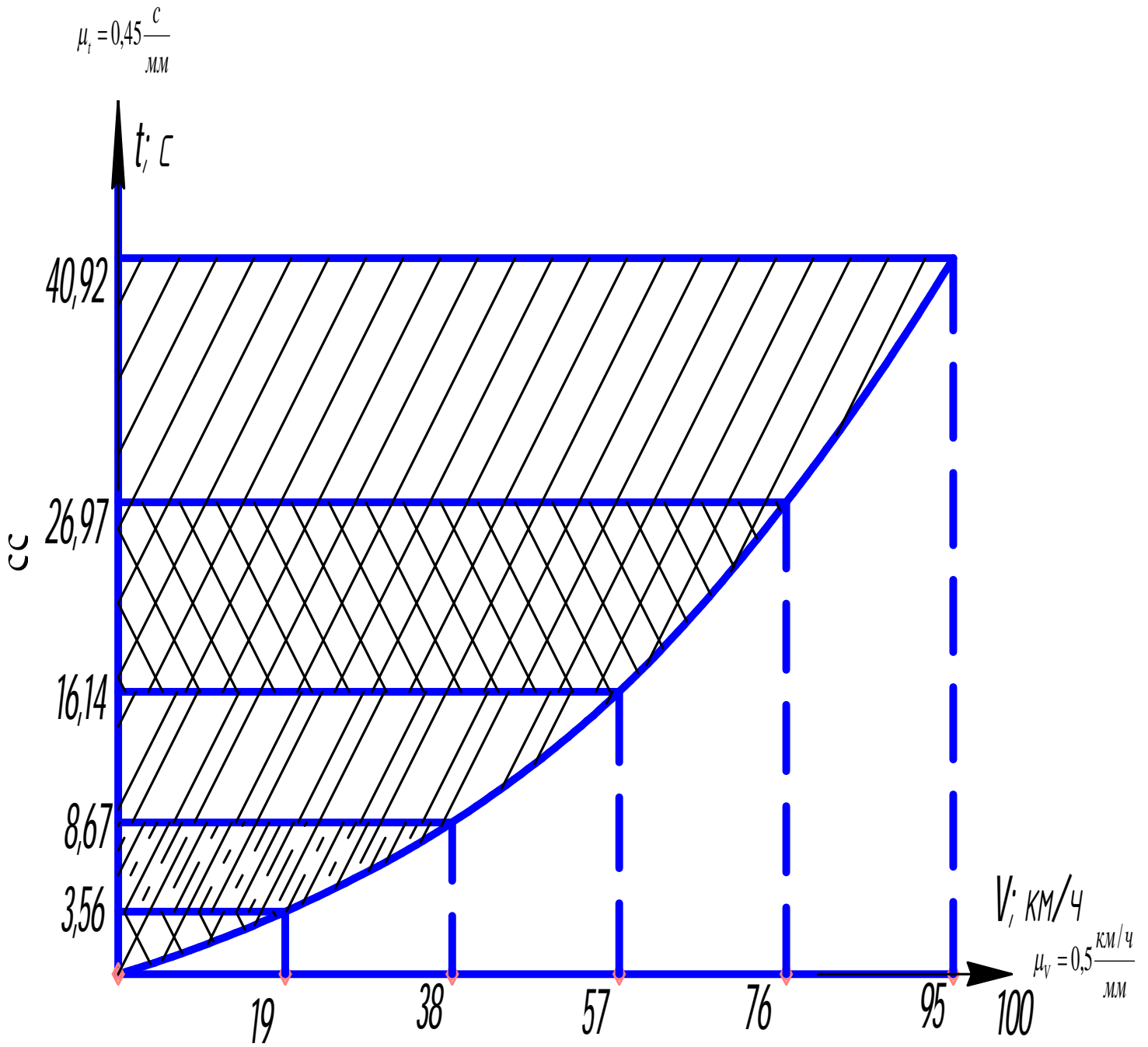


Рис. П4.9

График зависимости пути разгона от скорости

$$S; \text{ м} \quad \mu_s = 6,7 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

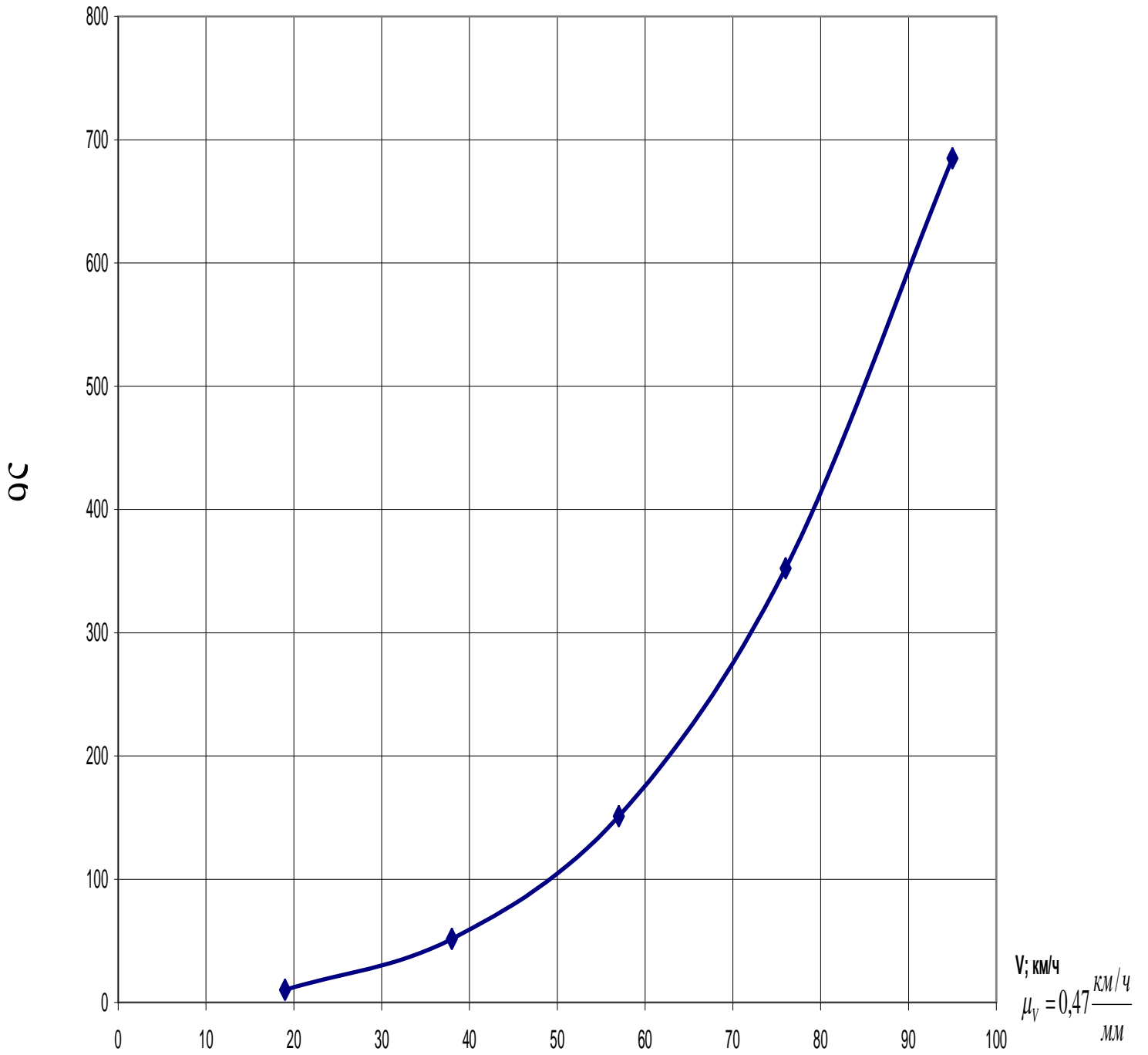


Рис. П4.10

Характеристика топливной экономичности

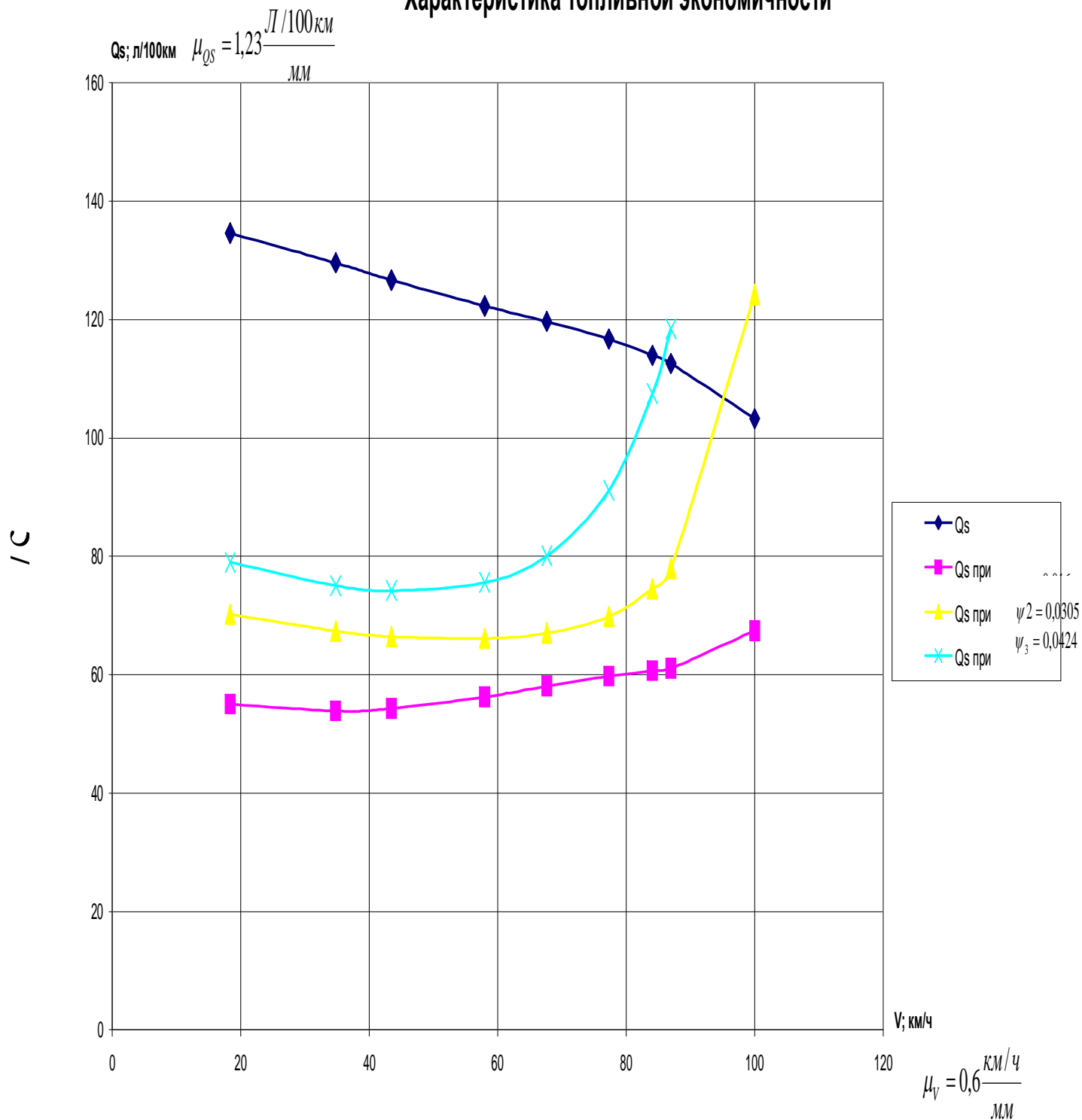


Рис. П4.11

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вахламов В.К. Автомобили. Эксплуатационные свойства. – М.: Изд-во АСАСЕМІА, 2005. – 240 с.
2. Агейкин Я.С. и др. Оценка эксплуатационных свойств автомобиля. – М.: Изд-во МГИУ, 2007. – 48 с.
3. Андреев Б.В. Теория эксплуатационных автомобиля: сборник задач. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2003. – 72 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Задание на проектирование и выбираемые параметры	3
1.1. Состав изделия.....	3
1.2. Дополнительные параметры	4
2. Порядок выполнения тягового расчета	4
2.1. Общие положения	4
2.2. Расчет максимальной мощности двигателя	6
2.3. Построение внешней скоростной характеристики двигателя	9
2.4. Расчет передаточных чисел элементов трансмиссии	11
2.5. Расчет скорости движения автомобиля	14
2.6. Тяговая характеристика и тяговый баланс автомобиля	15
2.7. Расчет и построение динамической характеристики	16
2.8. Расчет ускорения и величины, обратной ускорению	17
2.9. Мощностной баланс автомобиля	18
2.10. Расчет и построение графика времени разгона	19
2.11. Расчет и построение графика пути разгона	21
3. Расчет и построение характеристики топливной экономичности	22
4. Анализ результатов и выводы	25
Приложения	26
Приложение 1. Варианты заданий на курсовое проектирование	26
Приложение 2. Основные результаты тягового расчета по передачам	28
Приложение 3. Пример задания по проектирование	31
Приложение 4. Построение графиков	47