

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«Брестский государственный технический университет»

Кафедра технической эксплуатации автомобилей

Методические указания

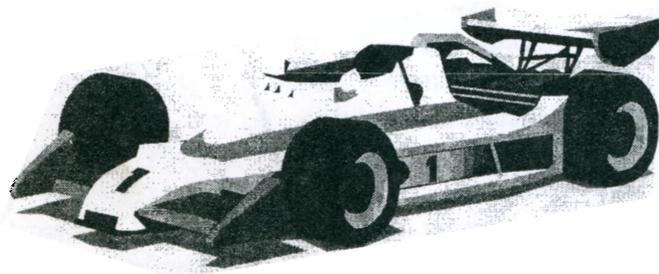
к выполнению курсовой работы
по дисциплине

«Автомобили»

для студентов специальностей

1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»,

1-37 01 07 «Автосервис»



Методические указания к выполнению курсовой работы по дисциплине «Автомобили» для студентов специальности 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей», 1-37 01 07 «Автосервис» содержат материал для выполнения тягово-динамического расчета с примером, топливно-экономического расчета, пример выполнения чертежей и описания устройства конструкции коробки передач. Методические указания составлены в соответствии с программами курса «Автомобили» специальности 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей», 1-37 01 07 «Автосервис» для студентов дневной, заочной, сокращенной форм обучения.

Составитель: Казаков Б.Л., ст. преподаватель

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- G_0 – собственный вес автомобиля, Н;
 G_a – полный вес автомобиля, Н;
 G_{σ} – сцепной вес автомобиля, Н;
 G_n – номинальная грузоподъемность автомобиля, Н;
 G_1 – вес, приходящийся на переднюю ось автомобиля, Н;
 G_2 – вес, приходящийся на заднюю ось автомобиля, Н;
 m_a – масса автомобиля, кг;
 m_1 – масса, приходящаяся на переднюю ось автомобиля, кг;
 m_2 – масса, приходящаяся на заднюю ось автомобиля, кг;
 L – продольная база автомобиля, м;
 B_a – ширина колеи автомобиля, м;
 H – высота автомобиля, м;
 h_0 – высота центра масс (тяжести) автомобиля, м;
 $h_{\text{тп}}$ – высота тягово-сцепного устройства прицепа, м;
 h_w – высота центра парусности, м;
 h_n – расстояние от нижней точки автомобиля до опорной поверхности, м;
 a – расстояние от центра масс (тяжести) автомобиля до передней оси, м;
 b – расстояние от центра масс (тяжести) автомобиля до задней оси, м;
 c – расстояние от центра тяжести до центра нижней точки автомобиля по горизонтали, м;
 $R_{\text{пр}}$ – продольный радиус проходимости автомобиля, м;
 $R_{\text{поп}}$ – поперечный радиус проходимости автомобиля, м;
 n_e – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин;
 n – частота вращения ведущих колес автомобиля, об/мин;
 ω_e – угловая скорость коленчатого вала двигателя, с⁻¹;
 ω_k – угловая скорость ведущих колес автомобиля, с⁻¹;
 v_a – скорость движения автомобиля, м/с (км/ч);
 v_n, v_k – начальная и конечная скорости движения автомобиля, м/с (км/ч);
 i_k – передаточное число коробки перемены передач;
 $i_{\text{дп}}$ – передаточное число дополнительной коробки перемены передач;
 i_0 – передаточное число главной передачи;
 $i_{\text{тп}}$ – передаточное число трансмиссии;
 r_k – радиус качения колеса;
 F_k – площадь пятна контакта колеса с дорогой, м²;
 P_k – касательная сила тяги, Н;
 P_t – тормозная сила между колесами и дорогой, Н;
 $P_{\text{тп}}$ – сила тяги на крюке, Н;
 P_x, P_y, P_z – горизонтальная, боковая, нормальная силы действующие на колесо, Н;
 P_f – сила сопротивления качению, Н;
 P_w – сила сопротивления дороги, Н;
 P_r – сила сопротивления подъему, Н;
 P_v – сила сопротивления воздуха, Н;
 P_i – сила сопротивления разгону (сила инерции поступательно движущихся масс), Н;
 $P_{\text{тп}}$ – сила трения в трансмиссии, Н;
 $P_{\text{дп}}$ – сила трения в двигателе, переведенная к ведущим колесам, Н;
 R_{z1} – нормальная реакция дороги на передние колеса, Н;
 R_{z2} – нормальная реакция дороги на задние колеса, Н;
 M_e – эффективный крутящийся момент на коленчатом валу двигателя, Н·м;
 $M_{\text{тк}}$ – тормозной момент на ведущих колесах, Н*м;
 V_h – рабочий объем двигателя, дм³ (л);
 S_n – ход поршня, м;
 M_k – крутящийся момент на ведущих колесах, Н·м;
 M_f – момент сопротивления качению автомобиля, Н·м;
 $M_{\text{тп}}$ – момент силы трения в трансмиссии, Н·м;
 $M_{\text{дп}}$ – момент силы трения в двигателе, Н·м;
 $M_{\text{тк}}$ – суммарный момент трения на колесных тормозах, Н·м;

N_e – эффективная мощность двигателя, кВт;
 N_k – мощность, подводимая к ведущим колесам, кВт;
 N_f – мощность, затрачиваемая для преодоления сил сопротивления качению, Н·м;
 N_d – мощность, затрачиваемая для преодоления сил сопротивления дороги, кВт;
 N_i – мощность для преодоления сил сопротивления подъему, кВт;
 N_w – мощность, затрачиваемая для преодоления сил сопротивления воздуха, кВт;
 N_j – мощность, затрачиваемая для преодоления сил сопротивления разгону (сил инерции), кВт;
 $N_{тр}$ – мощность, затрачиваемая для преодоления сил трения в двигателе, кВт;
 $g_e(N_{e\max})$ – удельный расход топлива при максимальной мощности, г/кВт·ч;
 k_n – коэффициент использования частоты вращения коленчатого вала двигателя;
 k_N – коэффициент использования мощности двигателя;
 D – динамический фактор;
 $D_{сш}$ – динамический фактор по сцеплению ведущих колес с дорогой;
 $\eta_{тп}$ – коэффициент полезного действия трансмиссии;
 η_m – механический коэффициент полезного действия двигателя;
 G_s – путевой расход топлива двигателем, л/100 км;
 G_t – часовой расход топлива двигателем, кг/ч;
 $G_{тп}$ – расход топлива на единицу транспортной работы, л/т·км;
 ρ_t – плотность топлива, кг/л;
 g – ускорение силы тяжести, м/с²;
 f – коэффициент сопротивления качению;
 f_0 – коэффициент сопротивления качению при движении с малой скоростью (≤ 14 м/с);
 ψ – коэффициент сопротивления дороги;
 ϕ – коэффициент сцепления колес с дорогой;
 b_m – высота профиля шины, мм;
 b_v – ширина профиля шины, мм;
 λ_m – коэффициент деформации шины;
 d – внутренний (посадочный) диаметр шины, мм (дюймы);
 $D_{ст}$ – статистический диаметр шины, м;
 α – угол подъема (уклона) дороги, град;
 β – угол бокового наклона дороги, град;
 γ_1, γ_2 – передний и задний углы свеса автомобиля (углы въезда и съезда), град;
 δ – коэффициент буксования колес;
 $\delta_{вс}$ – коэффициент учета вращающихся масс;
 j, j_s – ускорение и замедление автомобиля, м/с²;
 $k_{ш}$ – коэффициент обтекаемости автомобиля, Н·с²/м⁴;
 $F_{ш}$ – площадь лобового сопротивления автомобиля (миделево сеченис), м²;
 $W_a = K_w \cdot F_w$ – фактор обтекаемости, Н·с²/м²;
 $J_{дв}$ – момент инерции вращающихся деталей двигателя, Н·м·с²;
 J_N – момент инерции колеса автомобиля, Н·м·с²;
 θ_a – угол поворота наружного управляемого колеса, град;
 θ_b – угол поворота внутреннего управляемого колеса, град;
 θ – средний угол поворота управляемых колес, град;
 θ_{\max} – максимальный средний угол поворота управляемых колес, град;
 θ_{vk} – угол поворота рулевого колеса автомобиля, град;
 λ_c – угол между осями поворотных цапф, град;
 $i_{ру} = i_{шм} \cdot i_{шп}$ – передаточное число рулевого механизма;
 $i_{шм}$ – передаточное число рулевого редуктора;
 $i_{шп}$ – передаточное число рулевого привода;
 R – радиус поворота автомобиля, м;
 R_{\min} – минимальный радиус поворота автомобиля, м;
 $R_{\text{габ } \text{вн}}^{\max}$ – внешний габаритный радиус поворота автомобиля, м;
 $R_{\text{габ } \text{вн}}^{\min}$ – внутренний габаритный радиус поворота автомобиля, м;
 R_n – радиус поворота прицепа, м;
 $R_{кр}$ – наименьший радиус поворота наиболее удаленной точки тягача от центра поворота, м.

1 Элементы расчета тягово-динамических характеристик автомобиля

1.1 Общие указания

Основной задачей тягового расчета является определение характеристик двигателя и трансмиссии, обеспечивающих требуемые тягово-скоростные свойства и топливную экономичность автомобиля в заданных условиях эксплуатации.

Тяговые расчеты выполняются при проектировании нового автомобиля или модернизации существующего в два этапа. На первом, предварительном, этапе определяются параметры требуемой внешней скоростной характеристики двигателя и передаточные числа трансмиссии по упрощенной методике, элементы которой приведены ниже.

На практике полученные параметры обычно уточняются разработчиком на втором этапе с помощью имитационного моделирования движения автомобиля на компьютере.

В работе решаются следующие задачи по расчету тягово-динамических характеристик автомобиля: подбор двигателя (расчет максимальной мощности), внешняя скоростная характеристика двигателя, расчет передаточных чисел трансмиссии, расчет кинематической скорости автомобиля по передачам, тяговая характеристика автомобиля, динамическая характеристика автомобиля, характеристика динамики разгона автомобиля, топливно-экономическая характеристика.

1.2 Исходные данные для расчета

Обычно необходимые расчетные данные берутся из технического задания на проектирование автомобиля. При проведении данного расчета используются технические параметры автомобиля-прототипа.

Ниже приводится перечень исходных данных, необходимых для выполнения практического задания.

Полная масса автомобиля (автопоезда) m_a 26805 кг, в том числе: на переднюю ось m_1 4375 кг, на заднюю ось (тележку) m_2 10930 кг.

База L 3,85 м.

Колея передних колес B 2,025 м.

Высота автомобиля H 3,328 м, вместо B и H может быть указана лобовая площадь F_w 674 м² ($F = B \cdot H$).

Размер шин ($B \times d$) 260×508 P.

Максимальная скорость v_{\max} 80±100 км/ч.

Высота центра масс h_v 1,35 м, если не приводится, то принимается для грузового автомобиля равной высоте днища платформы, для легкового автомобиля – диаметру колеса.

Коэффициент сопротивления качению f_v 0,01007, f_0 0,01062, если не приводится, рассчитывается по формуле

$$f_v = f_0 [1 + (0,0216v)^2],$$

где f_0 - коэффициент сопротивления качению при движении автомобиля с малой скоростью (до 10-15 м/с) берется из таблицы 1.; v - скорость автомобиля, м/с.

Таблица 1 – Коэффициенты сопротивления качению f_0

Дорожные условия	f_0
Асфальтобетонная дорога:	
в хорошем состоянии	0,007...0,015
в удовлетворительном состоянии	0,015...0,020
Гравийная дорога в хорошем состоянии	0,020...0,025
Булыжная дорога в хорошем состоянии	0,025...0,030
Грунтовая дорога:	
сухая укатанная	0,025...0,030
после дождя	0,05...0,15
в период распутицы	0,10...0,25
Песок:	
сухой	0,10...0,30
сырой	0,06...0,15
Суглинистая и глинистая целина:	
сухая	0,04...0,06
в пластическом состоянии	0,10...0,20
Обледелая дорога	0,015...0,030
Укатанная снежная дорога	0,03...0,05
Рыхлый снег	0,10...0,30

Максимальный преодолеваемый подъем i_{\max} 0,18.

Коэффициент сопротивления дороги (ψ) определяется как сумма:

$$\psi_{\max} = f_0 + i_{\max} = 0,007 + 0,18 = 0,187.$$

Коэффициент полезного действия трансмиссии η_{TP} 0,85.

Коэффициент обтекаемости k_w 0,4636.

Радиус качения $r_k = 0,5$ м из маркировки шины $\frac{d}{2} + (b_y \cdot 0,95)$

Коэффициент коррекции k_p 0,95.

1.3 Подбор двигателя

Мощность, необходимую для обеспечения движения автопоезда с заданной максимальной скоростью, определим.

$$V_{\max} = 80 \text{ км / ч} = 22,2 \text{ м / с};$$

$$V_{\max} = 100 \text{ км / ч} = 27,7 \text{ м / с};$$

$$N_{ev} = \frac{v_{\max} (m_a g f_v + k_w F v_{\max}^2)}{\eta_T k_p \cdot 10^3}, \text{ кВт};$$

$$N_{ev_1} = \frac{22,2(26805 \cdot 9,81 \cdot 0,01007 + 0,4636 \cdot 6,74 \cdot 22,2^2)}{0,85 \cdot 0,95 \cdot 1000} = 115,136 \text{ кВт}$$

$$N_{ev_2} = 178,04 \text{ кВт}.$$

При дизельном двигателе максимальная мощность соответствует мощности при максимальной скорости движения $N_{ев} = N_{max}$. Следовательно, для проектируемого автомобиля

$$N_{e\max} = 115,136 \dots 178,04 \text{ кВт}.$$

Предпочтение отдаем дизельному двигателю.

На автомобиле КАМАЗ-5320 установлен двигатель с $N_{max} = 154,4 \text{ кВт}$, у которого максимальная мощность соответствует примерно средней величине рассматриваемого диапазона требуемой мощности двигателя

$$N_{\max \text{ ср}} = \frac{115,136 + 178,04}{2} = 145,588 \text{ кВт}.$$

В качестве прототипа принимается техническая характеристика двигателя КАМАЗ-740, которая и используется в дальнейших расчетах.

$$N_{\max} = 154,4 \text{ кВт при } n_v = 2500 \text{ мин}^{-1} \lim_{\delta \tau \rightarrow 0};$$

$$M_{\kappa\max} = 637,4 \text{ Н} \cdot \text{м при } n_M = 1400 \dots 1700 \text{ мин}^{-1}.$$

1.4 Внешняя скоростная характеристика двигателя

Зависимость текущих значений эффективной мощности от угловой скорости вращения коленчатого вала устанавливается формулой

$$N_e = N_{\max} \left[a \frac{\omega_e}{\omega_v} + b \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right], \text{ кВт},$$

где N_{\max} - максимальная эффективная мощность двигателя, кВт;

ω_v - значение угловой скорости вращения коленчатого вала, соответствующее максимальной мощности, рад/с,

$$\omega = \frac{\pi n}{30};$$

a, b, c - коэффициенты, зависящие от типа и конструкции двигателя.

Для карбюраторных двигателей $a = b = c = 1,0$, для четырехтактных дизелей $a = 0,53$, $b = 1,56$, $c = 1,09$. При расчете значения ω_e принимаются от минимальной устойчивой скорости $\omega_{\min} = 0,2\omega_v$ до максимальной ω_{\max} (5-6 точек). Для карбюраторных ДВС $\omega_{\max} = (1,15 \dots 1,25)\omega_v$, для дизелей $\omega_{\max} = \omega_v$.

Определим шесть значений ω_e для расчета.

$$n_v = 2500 \text{ мин}^{-1}, \quad \omega_v = 261 \text{ рад/с},$$

$$\omega_{e1} = 0,2\omega_v = 52 \text{ рад/с}, \quad \omega_{e2} = 104 \text{ рад/с}, \quad \omega_{e3} = 156 \text{ рад/с},$$

$$\omega_{e4} = 208 \text{ рад/с}, \quad \omega_{e5} = 261 \text{ рад/с}, \quad \omega_{e6} = 313 \text{ рад/с}$$

Для угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя 52 рад/с получаем

$$N_e = 154,4 \left[0,53 \frac{52}{261} + 1,56 \left(\frac{52}{261} \right)^2 - 1,09 \left(\frac{52}{261} \right)^3 \right] = 24,7 \text{ кВт}.$$

Для расчета текущих значений крутящего момента используется формула

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e}, \text{ кНм}.$$

Для угловой скорости 52 рад/с получаем

$$M_e = \frac{24,7}{52} = 0,47 \text{ кНм}.$$

Для остальных значений угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя значения эффективной мощности и крутящего момента рассчитываются аналогично. Принятые значения ω_e и рассчитанные N_e и M_e сводятся в таблицу 2. По этим значениям на рисунке 1 строится график внешней скоростной характеристики.

Таблица 2 – Результаты расчета внешней скоростной характеристики двигателя, скоростной, тяговой и динамической характеристик и графиков ускорений автомобиля

Параметр		Разм.	Значения параметров					
ω_e		рад/с	$0,2 \omega_N$	$0,4 \omega_N$	$0,6 \omega_N$	$0,8 \omega_N$	ω_N	$1,2 \omega_N$
N_e		кВт	24,7	60,5	99,5	133,5	154,4	154,2
M_e		кНм	0,47	0,58	0,64	0,64	0,59	0,49
1-я передача $u_1 = \delta_1 =$	v_1	м/с						
	P_{k1}	кН						
	P_{p1}	кН						
	P_{C1}	кН						
	D_1	-						
	J_1	$\text{м} \cdot \text{с}^2$						
2-я передача $u_2 = \delta_2 =$	v_2	м/с						
	P_{k2}	кН						
	P_{w2}	кН						
	P_{C2}	кН						
	D_2	-						
	J_2	$\text{м} \cdot \text{с}^2$						

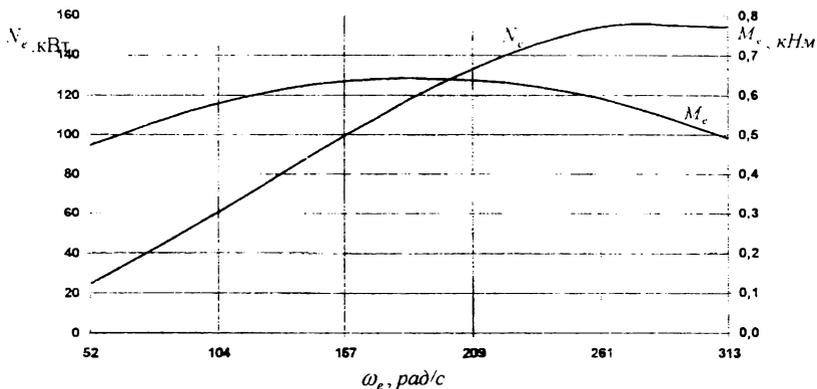


Рисунок 1 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

1.5 Расчет передаточных чисел трансмиссии.

1.5.1 Определение передаточного числа главной передачи

Передаточное число главной передачи i_0 определяется из условия обеспечения максимальной скорости v_{\max} на высшей передаче в коробке передач i_{KB} . В свою очередь i_{KB} назначается с учетом ряда конструктивных соображений или особенностей прототипа, в частности: изменение его массы в процессе эксплуатации, дорожных условий, наиболее эффективное использование мощности двигателя, уменьшение нагрузки на двигатель, а следовательно, повышение его ресурса, улучшение экономических параметров по расходу ГСМ.

Следует отметить, что с целью наибольшей приспособленности к различным условиям эксплуатации современные автомобили выпускаются в различной комплектации (двигатели с разной мощностью, разные коробки передач, различные главные передачи). Поэтому при определении требуемого передаточного числа главной передачи применительно к грузовому автомобилю в проводимом расчете целесообразно полагать, что трансмиссия должна обеспечить возможность движения автомобиля с заданной максимальной скоростью v_{\max} .

При принятом i_{KB} и для заданного значения v_{\max} передаточное число главной передачи определяется по формуле

$$i_0 = \frac{\omega_{ev} r_K}{i_{KB} v_{\max}},$$

где ω_{ev} – угловая скорость коленчатого вала двигателя при максимальной скорости, rad/c .

Принимаем $\omega_{ev} = \omega_{\max} = 261 \text{ rad/c}$.

i_{KB} – передаточное число высшей ступени коробки передач.

Учитывая, что на прототипе проектируемого автомобиля используется делитель с высшим передаточным числом $i_{KH} = 0.81$, его и принимаем.

r – радиус качения колеса. 0.5 м.

v_{\max} – максимальная скорость автомобиля.

В соответствии с технической характеристикой КАМАЗ-5320 имеет $v_{\max} = 80 \dots 100 \text{ км/ч}$ и выпускается с тремя вариантами главной передачи ($i_{01} = 7,22$, $i_{02} = 6,53$, $i_{03} = 5,94$). Поэтому определение требуемых передаточных чисел проведем для трех значений максимальной скорости $v_{\max 1} = 80 \text{ км/ч} = 22,2 \text{ м/с}$, $v_{\max 2} = 90 \text{ км/ч} = 25 \text{ м/с}$, $v_{\max 3} = 100 \text{ км/ч} = 27,7 \text{ м/с}$, отличающиеся друг от друга равными интервалами.

$$i_{01} = \frac{261 \cdot 0,5}{0,81 \cdot 22,2} = 7,25,$$

$$i_{02} = \frac{261 \cdot 0,5}{0,81 \cdot 25,0} = 6,44,$$

$$i_{03} = \frac{261 \cdot 0,5}{0,81 \cdot 27,7} = 5,82.$$

Расчетные величины передаточных чисел главной передачи очень близки к действительным у прототипа.

1.5.2 Выбор числа ступеней и расчет передаточных чисел коробки передач

Выбираем передаточное число $i_{03} = 5,82$ и используем в расчетах для выбора передаточных чисел коробки передач. Передаточное число первой передачи, необходимое по условию преодоления максимального сопротивления дороги с заданным $\psi_{\max} = 0,187$, определяется по формуле

$$i_1 = \frac{m_a \cdot g \cdot \psi_{\max} \cdot r_k}{M_{\max} \cdot i_0 \cdot \eta_T \cdot k_p}.$$

$$i_1 = \frac{26805 \cdot 9,81 \cdot 0,187 \cdot 0,476}{637,4 \cdot 5,82 \cdot 0,85 \cdot 0,95} = 7,84.$$

Возможность реализации окружной силы на колесах автомобиля при передаточном числе i_1 проверяется по условию отсутствия буксования ведущих колес, передаточное число при этом определяется по формуле

$$i_{1\phi} = \frac{G_{\phi} \cdot \varphi_{\max} \cdot r_k \cdot k_{R2}}{M_{\max} \cdot i_0 \cdot \eta_T}.$$

$$i_{1\phi} = \frac{10930 \cdot 9,81 \cdot 0,6 \cdot 0,476 \cdot 1,1}{637,4 \cdot 5,82 \cdot 0,85} = 10,68,$$

так как $7,84 < 10,68$, условие отсутствия пробуксовки колес выполняется.

φ_{\max} - максимальный коэффициент сцепления колес с дорогой, задается в задании или берется из таблицы 3 (принимаем 0,6).

Таблица 3 – Коэффициенты сцепления различных шин с дорогой (φ)

Дорожное покрытие и его состояние	Коэффициент сцепления шин		
	высокого давления	низкого давления	высокой проходимости
Асфальтобетонное:			
сухое	0,50...0,70	0,70...0,80	0,70...0,80
мокрое	0,35...0,45	0,45...0,55	0,50...0,60
Бульжное сухое	0,40...0,50	0,50...0,55	0,60...0,70
Щебеночное сухое	0,50...0,60	0,60...0,70	0,60...0,70
Грунтовая сухая дорога	0,40...0,50	0,50...0,60	0,50...0,60
Целина летом:			
песок сухой	0,20...0,30	0,22...0,40	0,20...0,30
суглинок сухой	0,40...0,50	0,45...0,55	0,40...0,50
Целина зимой:			
снег рыхлый	0,20...0,30	0,20...0,40	0,20...0,40
снег укатанный	0,15...0,20	0,20...0,25	0,30...0,50
Обледенелая дорога при температуре воздуха ниже 0°C	0,08...0,15	0,10...0,20	0,05...0,10

G_φ - сцепной вес автомобиля. Для полноприводных автомобилей

$G_\varphi = m_a \cdot g$, для заднеприводных $G_\varphi = m_2 \cdot g$, для переднеприводных

$G_\varphi = m_1 \cdot g$;

m_1 - масса, приходящаяся на переднюю ось автомобиля;

m_2 - масса, приходящаяся на заднюю ось автомобиля, тележку;

k_R - коэффициент перераспределения реакций, принимаемый для передней оси $k_{R_1} = 0,7...0,8$, для задней оси $k_{R_2} = 1,1...1,3$ или из таблицы 4.

Таблица 4 – Значения коэффициентов перераспределения реакций (k_R)

Условия движения	k_{R_1}	k_{R_2}
Разгон с максимальным ускорением	0,85...0,90	1,05...1,12
Преодоление предельных подъемов автомобилем:		
легковым	0,75...0,80	1,08...1,12
грузовым	0,85...0,90	1,05...1,10
повышенной проходимости	0,40...0,60	1,18...1,22
Торможение с максимальной интенсивностью	1,20...1,40	0,65...0,75
Торможение на спуске	1,40...1,60	0,45...0,55

Если i_i по условию преодоления максимального сопротивления дороги получится больше, чем рассчитанное по условию отсутствия пробуксовки колес, то следует принять последнее значение i_i .

Передаточное число первой передачи должно удовлетворять условию обеспечения минимально устойчивой скорости движения, принимаемой $v_{\min} = 1,0 \dots 1,4 \text{ м/с}$.

$$i_{1v} = \frac{\omega_{\min} \cdot r_k}{i_0 \cdot v_{\min}},$$

$$i_{1v} = \frac{52 \cdot 0,476}{5,82 \cdot 1,2} = 3,54,$$

где ω_{\min} - минимальная устойчивая угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, рад/с , принимаемая в расчетах $\omega_{\min} = 0,2 \cdot \omega_N$.

Если передаточное число по условию обеспечения движения с минимальной скоростью больше, чем любое из полученных ранее, то оно и принимается в качестве расчетного для первой передачи, но $3,54 < 10,68$ и $3,54 < 7,84$.

Принимаем передаточное число первой передачи коробки передач $i_1 = 7,84$, так как при нем выполняются все три условия.

На автомобиле-прототипе имеется делитель в коробке передач ($i_{\partial.с} = 0,81$). Определим диапазон передаточных чисел коробки, который равен

$$d_K = \frac{i_1}{i_{\partial.с}} = \frac{7,84}{0,81} = 9,68.$$

Количество передач находится в прямой зависимости от диапазона передаточных чисел коробки. Соответствие числа передач коробки диапазону приводится в таблице 5.

Таблица 5

Количество передач в КП	Диапазон передаточных чисел
5	55,7...8,5
6	7,9...9,35
8	8...10
10	9,2...18,5
16	13...19,4
20	17...24,7

Исходя из данной таблицы, можно выбрать восьмиступенчатую или десятиступенчатую коробку. Предпочтение отдадим десятиступенчатой, как на прототипе КАМАЗ-5320. Таким образом, коробка передач должна иметь 5 ступеней при наличии делителя.

В основу выбора передаточных чисел промежуточных передач коробки передач положено условие постоянства средней мощности в процессе разгона автомобиля на всех передачах в одном и том же интервале угловых скоростей коленчатого вала двигателя. Передаточное число i -ой передачи для n -ступенчатой коробки передач с высшей прямой передачей в этом случае определяется по формуле

$$i_1 = n \sqrt[n-1]{i_1^{n-1}}.$$

Тогда для 3-ступенчатой коробки передач

$$i_3 = 1; \quad i_2 = \sqrt{i_1};$$

для 4-ступенчатой коробки передач

$$i_4 = 1; \quad i_3 = \sqrt[3]{i_1}; \quad i_2 = \sqrt[3]{i_1^2};$$

для 5-ступенчатой коробки передач при пятой повышающей передаче

$$i_5 = 0.7 \dots 0.85; \quad i_4 = 1; \quad i_3 = \sqrt[3]{i_1}; \quad i_2 = \sqrt[3]{i_1^2};$$

для 5-ступенчатой коробки передач при пятой прямой передаче

$$i_5 = 1; \quad i_4 = \sqrt[4]{i_1}; \quad i_3 = \sqrt[4]{i_1^2}; \quad i_2 = \sqrt[4]{i_1^3}.$$

Для пятиступенчатой коробки передач ($n = 5$) при $i_1 = 7,84$; $i_{кв} = 1$ получим:

$$i_2 = \sqrt[4]{7,84^3} = 4,68,$$

$$i_3 = \sqrt[4]{7,84^2} = 2,8,$$

$$i_4 = \sqrt[4]{7,84} = 1,67.$$

Полученные данные близки к действительным передаточным числам коробки передач прототипа КАМАЗ-5320. Это подтверждает принципиальную правильность результатов расчета.

1.6 Расчет кинематической скорости автомобиля по передачам

Кинематическая скорость автомобиля в функции угловой скорости коленчатого вала двигателя определяется по формуле

$$v_i = \frac{\omega_e \cdot r_k}{i_0 \cdot i_i}, \text{ м/с.}$$

$$v_i = \frac{52 \cdot 0,5}{5,82 \cdot 7,84} = 0,57 \text{ м/с}; \quad v_i = \frac{104 \cdot 0,5}{5,82 \cdot 7,84} = 1,14 \text{ м/с.}$$

Для других значений скоростей коленчатого вала и других передач расчет производится аналогично. Значения скоростей записываются в соответствующие графы таблицы 2, и на рисунке 2 по ним строится график.

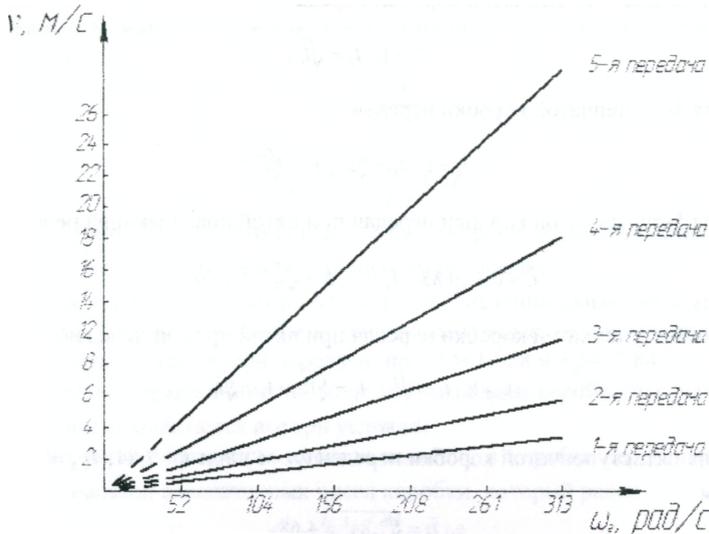


Рисунок 2 -- График кинематической скорости автомобиля

1.7 Расчет тяговой характеристики автомобиля

Сумма всех сил сопротивления движению автомобиля в любой момент времени равна окружной силе на ведущих колесах, определенной для случая установившегося движения, - это есть уравнение тягового баланса автомобиля.

Графическое изображение уравнения тягового баланса в координатах полная окружная сила – скорость называется тяговой характеристикой автомобиля. Количество кривых тяговой характеристики автомобиля равно числу его передач.

Касательная сила тяги на ведущих колесах автомобиля определяется выражением

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_0 \cdot i_i \cdot \eta}{r_k}, \text{ кН}.$$

Для движения автомобиля на первой передаче при скорости вращения коленчатого вала двигателя $\omega_e = 52 \text{ рад/с}$ определяем значение касательной силы тяги на ведущих колесах

$$P_k = \frac{0,47 \cdot 5,82 \cdot 7,84 \cdot 0,85}{0,5} = 34,91 \text{ кН}.$$

Для остальных значений угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и высших передач значения касательной силы тяги на ведущих колесах автомобиля рассчитываем аналогично, и результаты сводим в таблицу 2.

Сила сопротивления воздуха при движении автомобиля определяется выражением

$$P_w = k_w \cdot F \cdot v^2 \cdot 10^{-3}, \text{ кН}.$$

Значение коэффициента сопротивления воздуха k_w берется из задания или из таблицы 6.

Таблица 6 – Коэффициенты сопротивления воздуха

Типы автомобилей	$k_w \cdot \text{Н} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}^{-4}$
Гоночные	0,13...0,15
Легковые	0,15...0,35
Автобусы	0,25...0,40
Грузовые	0,50...0,70
Автопоезда	0,55...0,95

Для движения автомобиля со скоростью $v = 0,57 \text{ i} / \text{н}$ сила сопротивления воздуха равна

$$P_w = 0,463 \cdot 6,74 \cdot 0,57^2 \cdot 10^{-3} = 0,001 \text{ кН} .$$

Для остальных значений угловой скорости и высших передач значения силы рассчитываем аналогично, и результаты сводим в таблицу 2.

Свободная сила тяги определяется выражением

$$P_C = P_k - P_w, \text{ кН} .$$

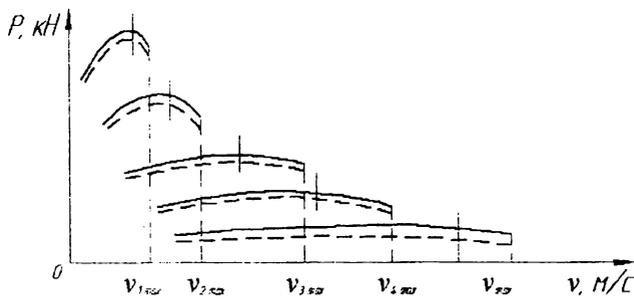
$$P_C = 34,91 - 0,001 = 34,909 \text{ кН} .$$

По полученным значениям P_k , P_w , P_C на рисунке 3 строится график зависимости $P_k, P_w, P_C(v)$, называемый тяговой характеристикой автомобиля.

При построении графика масштаб скорости принимается общий для всех кривых. Значения скоростей для каждой передачи при расчетных значениях угловой скорости коленчатого вала двигателя берутся из таблицы 2. Силу сопротивления воздуха следует откладывать от кривой вниз.

1.8 Динамическая характеристика автомобиля

Отношение свободной силы тяги (P_C) к массе автомобиля (автопоезда)



(m_d) называется динамическим фактором (D).

$$D = \frac{P_C \cdot 10^3}{m_d \cdot g} .$$

Динамический фактор – величина безразмерная. Для соответствующего значения свободной силы тяги определяем значения динамического фактора автомобиля

$$D = \frac{34,909 \cdot 10^3}{26805 \cdot 8,81} = 0,132.$$

Рассчитанные значения динамического фактора для каждой передачи при расчетных значениях угловой скорости коленчатого вала двигателя заносятся в соответствующие графы таблицы 2, и по ним на рисунке 4 строится динамическая характеристика автомобиля. Следует иметь в виду, что полученное значение динамического фактора при максимальной скорости автомобиля v_{\max} должно быть равно коэффициенту сопротивления качению при максимальной скорости ψ_v . $D = \psi_v$.

Графическое изображение зависимости динамического фактора от скорости движения автомобиля называется динамической характеристикой.

1.9 Характеристика динамики разгона автомобиля

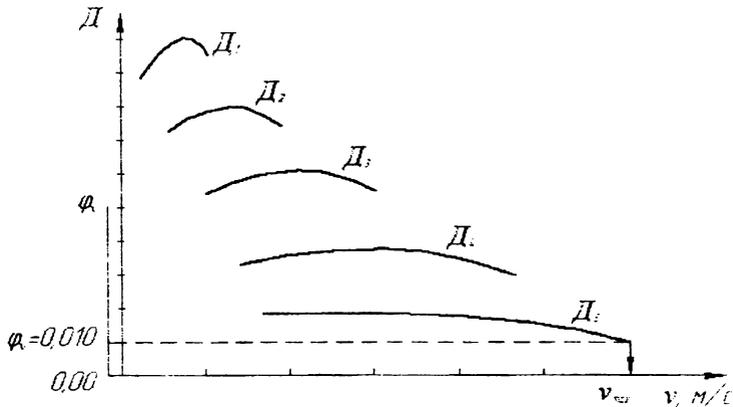


Рисунок 4 – Динамическая характеристика автомобиля

1.9.1 Ускорение автомобиля

Максимально возможные ускорения автомобиля при движении в заданных дорожных условиях вычисляются, используя динамическую характеристику по формуле

$$j_i = \frac{dv}{dt} = \frac{D - \psi_v}{\delta_i} g, \text{ м/с}^2,$$

где A – динамический фактор;

ψ_v – коэффициент дорожного сопротивления при предельных условиях движения (берется из задания);

δ_i – коэффициент учета вращающихся масс для i -ой передачи

$$\delta_i = 1 + \sigma_1 + \sigma_2 \cdot i_i^2;$$

i_i – передаточное число коробки передач на рассчитываемой передаче.

Для одиночных автомобилей при нормальной нагрузке можно считать $\sigma_1 = 0,03 \dots 0,05$; $\sigma_2 = 0,04 \dots 0,06$. Большие значения принимаются для более тяжелых автомобилей. Принимаем $\sigma_1 = 0,05$; $\sigma_2 = 0,06$. Следовательно, коэффициент учета вращающихся масс для первой передачи равен:

$$\delta_1 = 1 + 0,05 + 0,06 \cdot 7,84^2 = 4,73;$$

для второй передачи

$$\delta_2 = 1 + 0,05 + 0,06 \cdot 4,68^2 = 2,36;$$

для третьей передачи

$$\delta_3 = 1 + 0,05 + 0,06 \cdot 2,8^2 = 1,52;$$

для четвертой передачи

$$\delta_4 = 1 + 0,05 + 0,06 \cdot 1,67^2 = 1,21;$$

для пятой передачи

$$\delta_5 = 1 + 0,05 + 0,06 \cdot 1^2 = 1,11.$$

Ускорение автомобиля на первой передаче при угловой скорости вращения коленчатого вала $\omega_e = 52 \text{ рад/с}$ равно

$$j_1 = \frac{0,132 - 0,0106}{4,73} \cdot 9,81 = 0,25 \text{ м/с}^2.$$

Для остальных значений угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и высших передач значения ускорения автомобиля рассчитываются аналогично, результаты сводятся в таблицу 2. В таблицу вносятся также рассчитанные значения коэффициентов учета вращающихся масс δ_i , и по полученным данным на рисунке 5 строится график ускорений автомобиля. Используя график ускорений, можно определить оценочные критерии приемистости автомобиля.

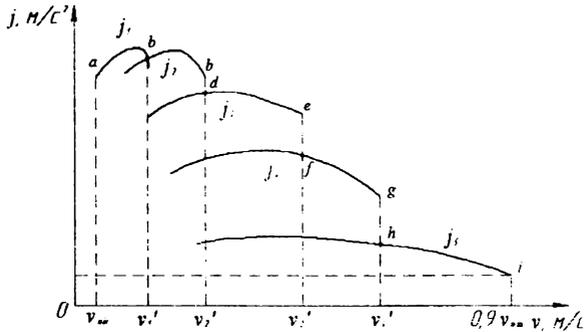


Рисунок 5 – График ускорений автомобиля

1.9.2 Время и путь разгона автомобиля

Время и путь разгона автомобиля из-за отсутствия аналитической связи между ускорением j и скоростью v , можно определить графоаналитическим способом, предложенным Н.А. Яковлевым, с использованием графика ускорений. Время разгона определяют в такой последовательности: от скорости $v_{\text{мин}}$ до скорости v_1' по кривой j_1 (участок ab), от скорости v_1' до скорости v_2' по кривой j_2 (участок bd), от скорости v_2' до скорости v_3' по кривой j_3 (участок de), от скорости v_3' до скорости v_4' по кривой j_4 (участок eg), от скорости v_4' до скорости v_5' по кривой j_5 (участок gh), от скорости v_5' до скорости $v_{\text{макс}}$ по кривой j_5 (участок hi).

кривой j_2 (участок bc), от скорости v_2' до скорости v_3' по кривой j_3 (участок de), от скорости v_3' до скорости v_4' по кривой j_4 (участок fg), от скорости v_4' до скорости v_{\max} по кривой j_5 (участок hi). При скоростях v_1, v_2, v_3, v_4 целесообразно переключать передачи. Время переключения передач t_i для водителей высшей квалификации приводится в таблице 7.

Таблица 7 – Время переключения передач t_i, c

Коробка передач	Двигатель	
	карбюраторный	дизельный
Ступенчатая с синхронизаторами	0,2...0,5	1,0...1,5
Полуавтоматическая	0,05...0,1	0,5...0,8

Считается, что в каждом интервале скоростей автомобиль разгоняется с постоянным ускорением j_{cp} . Его величину определяют по формуле

$$j_{cp} = 0,5(j_1 + j_2), м/с^2,$$

где j_1 и j_2 - ускорения соответственно в начале и в конце интервала скоростей, $м/с^2$ (находят по графику).

Для повышения точности расчета интервал скоростей берут равным 2-3 км/ч на первой передаче, 5-10 км/ч на промежуточных и 10-15 км/ч на высшей.

При изменении скоростей от v_{\min} до v_1 среднее ускорение равно

$$j_{cp} = \frac{v_1 - v_{\min}}{\Delta t_1} = \frac{\Delta v_1}{\Delta t_1}, м/с^2.$$

Следовательно, время разгона в том же интервале скоростей

$$t_1 = \frac{\Delta v_1}{j_{cp}}, c.$$

Время разгона в интервале скоростей $v_1 - v_2$

$$t_2 = \frac{\Delta v_2}{j_{cp}}, c \text{ и т.д.}$$

Общее время разгона от минимально устойчивой скорости v_{\min} до конечной v_{\max} определим как

$$T = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6,$$

$$j_{\text{по}} = \frac{0,95 - 0,57}{t_1} = \frac{0,38}{t_1},$$

$$j_{cp} = 0,5(0,25 + 0,4) = 0,32 м/с^2,$$

$$t_1 = \frac{0,38}{0,32} = 1,18 c,$$

где t_1 - время разгона в первом интервале скоростей.

Далее – аналогично.

Средняя скорость в первом интервале

$$v'_{cp1} = 0,5(v_{\min} + v_1).$$

Путь разгона в первом интервале скоростей от скорости v_{\min} до v_1 , проходимый за время t_1 , рассчитывается по выражению

$$S_1 = v_{cp1} \cdot t_1.$$

Полный путь разгона автомобиля от скорости v_{\min} до v_{\max} определяется по выражению

$$S = S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_i.$$

Принимаем время переключения передач t_i , исходя, из таблицы 6 и находим уменьшение скорости при переходе с первой передачи на вторую

$$\Delta v_{n1} = 34 f t_n = 34 \cdot 0,02 \cdot 1,5 = 1,02 \text{ км/ч} = 0,28 \text{ м/с}$$

Коэффициент сопротивления качению f находим по ранее указанной формуле для v , при которой переключается передача.

Аналогично находим для других передач.

Определяем скорость в конце перехода с нижней передачи на высшую

$$v_K = v_H - \Delta v_{n1},$$

где v_i - скорость, при которой начинается переключение передачи (берется из графика ускорений).

Определим среднюю скорость за время переключения передач

$$v_{n1cp} = 0,5(v_H + v_K)$$

Таким образом, определяем для всех интервалов переключения передач v_{n2cp} ; v_{n3cp} ; v_{n4cp} (м/с).

Пути, пройденные автомобилем за время переключения переда,

$$S_{n1} = v_{n1cp} \cdot t_n.$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 8 и иллюстрируем графиками времени и пути разгона автомобиля на рисунке 6.

Таблица 8 – Результаты времени и пути разгона автомобиля

Номер интервала разгона			1	2	3	4	
Скорость в начале интервала	v_{i-1}	м/с	v_{\min}	v_1	v_2	v_3	
Скорость в конце интервала	v_i	м/с	v_1	v_2	v_3	v_{\max}	
Ускорение в начале интервала	j_{i-1}	м/с ²	j_{\min}	j_1	j_2	j_3	
Ускорение в конце интервала	j_i	м/с ²	j_1	j_2	j_3	j_4	
Среднее ускорение	j_{cp}	с	j_{cp1}	j_{cp2}	j_{cp3}	j_{cp4}	
Время разгона в интервале	t_i	с	t_1	t_2	t_3	t_4	
Полное время разгона	T	с	t_1	$t_1 + t_2$	$t_1 + t_2 + t_3$	$t_1 + t_2 + t_3 + t_4$	$t + t_n$
Средняя скорость в интервале	v_{cp}	м/с	v_{cp1}	v_{cp2}	v_{cp3}	v_{cp4}	
Путь разгона в интервале	S_i	м	S_1	S_2	S_3	S_4	
Полный путь разгона	S	м	S_1	$S_1 + S_2$	$S_1 + S_2 + S_3$	$S_1 + S_2 + S_3 + S_4$	$S + S_n$
Путь за время переключения передачи	S_n	м	S_{n1}	S_{n2}	S_{n3}	S_{n4}	S_n
Уменьшения скорость при переключении	Δv_n	м/с	Δv_{n1}	Δv_{n2}	Δv_{n3}	Δv_{n4}	

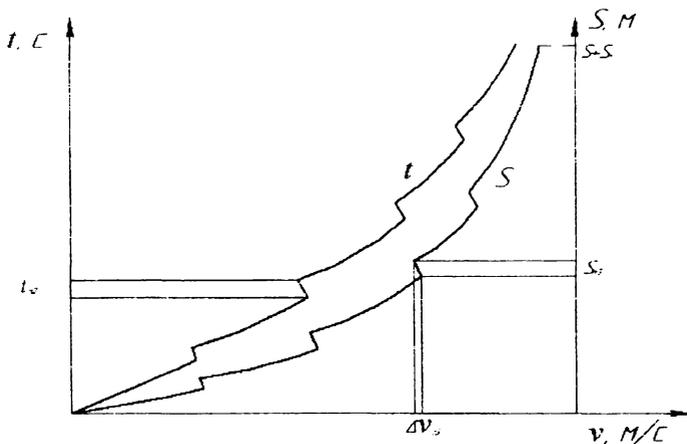


Рисунок 6 – График времени и пути разгона автомобиля

2. Расчет топливно-экономической характеристики автомобиля

Топливо-экономическая характеристика представляет зависимость путевого расхода топлива от скорости движения автомобиля при различных коэффициентах дорожного сопротивления.

При установившемся движении путевого расход топлива определяется по выражению

$$G_{\tau} = 100 \cdot \frac{g_e \cdot N_3}{3,6 \cdot \rho \cdot v \cdot \eta} \cdot \frac{\text{л}}{100\text{км}}, \quad (2.1)$$

где g_e – удельный расход топлива, г/(кВт.ч);

N_3 – мощность, затрачиваемая на движение автомобиля, кВт;

ρ – плотность топлива, принимаемая равной 730 кг/м³ для бензина и 860 кг/м³ для дизельного топлива;

v – скорость автомобиля, м/с;

η – КПД трансмиссии автомобиля.

Расчет топливно-экономической характеристики осуществляется с использованием данных расчета тягово-динамических характеристик автомобиля, выполненного ранее.

2.1 Расчет баланса и степени использования мощности

Расчет баланса мощности автомобиля выполняется на высшей передаче при двух значениях коэффициента дорожного сопротивления. Для этого при расчетных значениях угловой скорости коленчатого вала двигателя, принятых ранее, и соответствующих им значениях скорости автомобиля вычисляются:

2.1.1 Мощность, подводимая к ведущим колесам автомобиля

$$N_k = N_e \eta, \text{ кВт.}$$

Значения N_e берутся из таблицы 2.

2.1.2 Мощность, необходимая для преодоления сопротивления воздуха

$$N_w = P_w \cdot v, \text{ кВт}$$

Соответствующие значения $P_w, \text{ кВт}$ и $v, \text{ м/с}$ берутся из таблицы 2.

2.1.3 Мощность, необходимая для преодоления дорожного сопротивления

$$N_\psi = m_a g \psi v 10^{-3}, \text{ кВт},$$

где m_a – полная масса автомобиля, кг;

$g = 9.81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

ψ – коэффициент дорожного сопротивления;

v – скорость автомобиля, м/с.

Расчет N_ψ выполнить для двух значений коэффициента дорожного сопротивления: $\psi = \psi_v$ – заданного в задании и большего на 0,005, т.е.

$$\psi = \psi_v + 0,005.$$

Результаты расчета сводятся в таблицу 8 и иллюстрируются графиком баланса мощности на рисунке 7. На график наносятся кривые N_e, N_k, N_w, N_ψ и N'_ψ .

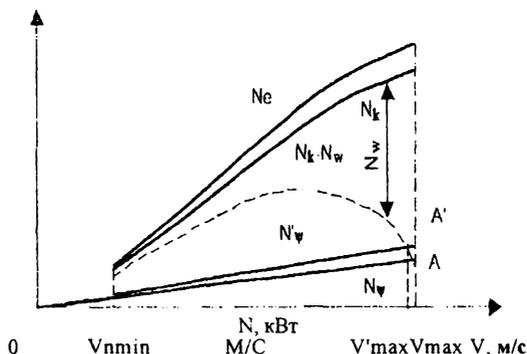


Рисунок 7 - График мощностного баланса автомобиля на высшей передаче

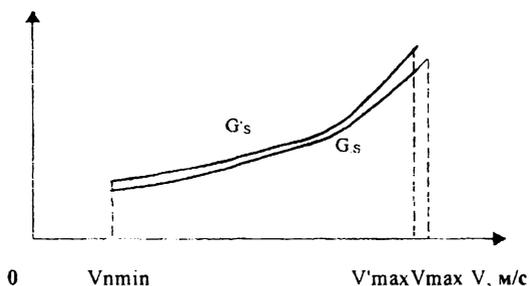


Рисунок 8 – Топливо-экономическая характеристика автомобиля

2.1.4 Степень использования мощности рассчитывается по выражению

$$I = N_z / N_e \eta, \text{ где } N_z = N_\psi + N_w, \text{ кВт}.$$

$G_s, \text{ л/100 км}$

2.1.5 Степень использования угловой скорости коленчатого вала двигателя рассчитывается по выражению

$$E = \frac{v}{v_N} = \frac{\omega_{ei}}{\omega_{eN}},$$

где ω_{ei} и v_i – текущие значения угловой скорости коленчатого вала двигателя и скорости автомобиля;

ω_{eN} и v_N – значения угловой скорости коленчатого вала двигателя и скорости автомобиля при максимальной мощности двигателя.

Результаты расчета N_3 , I и E заносятся в таблицу 9.

Таблица 9 – Результаты расчета баланса мощности и расхода топлива

Параметр	Разм.	Значения параметров					
		$0,2 \omega_N$	$0,4 \omega_N$	$0,6 \omega_N$	$0,8 \omega_N$	ω_N	$1,2 \omega_N$
ω_e	rad/c						
v	м/с						
N_d	кВт						
$N_a \cdot \eta$	кВт						
N_{II}	кВт						
При $\psi = \psi_v$	N_1	кВт					
	N_3	кВт					
	I	-					
	k_{II}	-					
	E	-					
	k_E	-					
	g_e	г/(кВт·ч)					
	G_s	л/100км					
При $\psi = \psi_v \cdot 0,005$	N_1	кВт					
	N_3	кВт					
	I	-					
	k_{II}	-					
	E	-					
	k_E	-					
	g_e	г/(кВт·ч)					
	G_s	л/100км					

2.2 Расчет расхода топлива

2.2.1 Удельный расход топлива определяется по выражению

$$g_e = g_{eN} \cdot k_{II} \cdot k_E, \quad \text{г/(кВт·ч)},$$

где g_{eN} – удельный расход топлива двигателем при максимальной мощности, г/(кВт·ч), принимаемый па 5...10% больше минимального удельного расхода g_{emin} задаваемого в задании:

k_{II} – коэффициент, учитывающий изменение g_e в зависимости от степени использования мощности I , определяемый при приближенных расчетах по выражениям:

для дизельных двигателей

$$k_H = 1,2 + 0,14H - 1,8H^2 + 1,46H^3;$$

для карбюраторных двигателей

$$k_H = 3,27 - 8,22H + 9,13H^2 - 3,18H^3;$$

K_E - коэффициент, учитывающий изменение g_e в зависимости от степени использования угловой скорости коленчатого вала двигателя E , определяемый для всех типов автомобилей по выражению

$$K_E = 1,25 - 0,99E + 0,98E^2 - 0,24E^3.$$

Результаты расчета k_H , K_E и g_e заносятся в таблицу 9.

2.2.2 Путевой расход топлива рассчитывается по выражению (2.1)

Результаты расчета заносятся в таблицу 9 и представляются на рисунке 8 в виде топливно-экономической характеристики автомобиля. Кривая $G_s(v)$ при значении коэффициента дорожного сопротивления $\psi = \psi_v + 0,005$ строится до значения скорости v_{max} , соответствующего балансу мощности при этом коэффициенте дорожного сопротивления и определяемого по перпендикуляру, опущенному на ось скоростей из точки A на графике баланса мощности (рисунок 7).

3. Описание устройства конструкции коробки передач

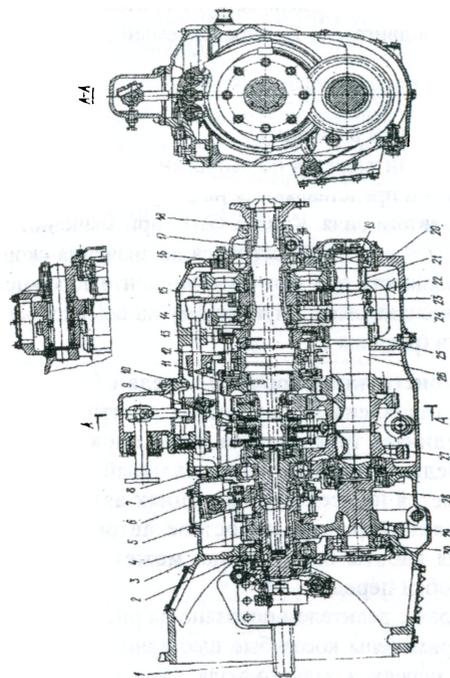
На автомобиле КамАЗ-5320 установлена механическая десяти-ступенчатая коробка передач, которая объединяет трехвальную, трехходовую, пятиступенчатую основную коробку передач и передний двухвальный редуктор-делитель. Такая коробка устанавливается на всех модификациях автомобилей КамАЗ, предназначенных для постоянной работы в составе автопоезда. На модификациях, предназначенных для работы без прицепа, может быть установлена только пятиступенчатая коробка передач.

Общее устройство коробки передач с делителем показано на рисунке 9.

В редукторной части коробки применены косозубые шестерни постоянного зацепления, кроме первой передачи и передачи заднего хода. Основная коробка снабжена двумя синхронизаторами инерционного типа для включения пятой, четвертой, третьей и второй передач. Первая передача и задний ход включаются зубчатой муфтой. Переключение в делителе передач осуществляется синхронизатором инерционного типа.

Картер 20 основной коробки передач крепится к картеру 3, являющемуся общим для сцепления и редуктора-делителя передач. В картере 20 на подшипниках установлены первичный 5, вторичный 18 и промежуточный 26 валы. Первичный и вторичный валы фиксируются от смещения в осевом направлении при помощи шариковых подшипников 7 и 16, а промежуточный вал – при помощи двойного сферического роликоподшипника 19. Блок шестерен заднего хода 22 установлен на оси на двух роликоподшипниках. Шестерня 8 первичного вала выполнена заодно с валом. На промежуточном валу шестерни заднего хода 23, первой 21 и второй 25 передач выполнены заодно с валом, а остальные укреплены на валу при помощи шпонок и распорного кольца. Большая шестерня 27 привода промежуточного вала находится в постоянном зацеплении с шестерней первичного вала, образуя первую ступень понижения передач основной коробки. Все шестерни вторичного вала установлены на специальных роликоподшипниках. Между шестерней пер-

вичного вала и шестерней 10 четвертой передачи вторичного вала установлен инерционный синхронизатор 9 включения пятой и четвертой передач, а между шестернями 11 третьей и 13 второй передачи вторичного вала установлен инерционный синхронизатор 12 включения этих передач. Включение первой передачи и заднего хода осуществляется зубчатой муфтой 15.



- 1 - первичный вал делителя передач;
- 2, 7, 16, 30 - шарикоподшипники;
- 3 - картер делителя передач; 4 - шестерня первичного вала делителя; 5 - первичный вал коробки передач; 6-синхронизатор делителя передач; 8 - шестерня первичного вала коробки передач; 9 - синхронизатор четвертой - пятой передач; 10 - шестерня четвертой передачи вторичного вала;
- 11 - шестерня третьей передачи вторичного вала; 12 - синхронизатор второй-третьей передач; 13 - шестерня второй передачи вторичного вала; 14 - крышка картера коробки передач; 15 - муфта включения первой передачи и заднего хода;
- 17 - привод к спидометру; 18 - вторичный вал; 19 - двойной сферический подшипник; 20 - картер коробки передач; 21 - шестерня первой передачи промежуточного вала;
- 22 - блок шестерен заднего хода; 23 - шестерня заднего хода промежуточного вала; 24 - шестерня заднего хода вторичного вала; 25 - шестерня второй передачи промежуточного вала; 26 - промежуточный вал; 27 - шестерня привода промежуточного вала; 28 - промежуточный вал делителя передач; 29 - шестерня промежуточного вала делителя передач

Рисунок 9 – Устройство коробки передач автомобиля КамАЗ-5320

Редукторная часть делителя передач состоит из первичного 1 и промежуточного 28 валов, установленных на них шестерен 4 и 29 и инерционного синхронизатора 6, размещенных в картере 3 делителя, выполненном заодно с картером сцепления. Валы 1 и 28 фиксируются от смещения в осевом направлении шарикоподшипниками 2 и 30, установленными в перегородке картера. Шестерня 4 первичного вала установлена на роликоподшипниках, а шестерня 29 промежуточного вала жестко соединена с валом при помощи шпонки. Переключение передач в делителе осуществляется инерционным синхронизатором.

На рис. 10 приведены схемы передачи крутящего момента через делитель передач и основную коробку на различных передачах. При прямой передаче в делителе от его первичного вала 1 на первичный вал 5 основной коробки осуществляется понижающая передача. На рис. 10 этому положению соответствуют номера передач с литерой «Н». При передаче крутящего момента через промежуточный вал делителя получают ускоряющие передачи. На рис. 10 эти положения обозначены литерой «В». В правой части графиков приведены значения передаточных чисел на соответствующих передачах.

Смазка деталей коробки осуществляется в основном разбрызгиванием. Однако смазка роликовых подшипников шестерен вторичного вала циркуляционная, под давлением. На первичном валу делителя установлено маслonaгнетающее кольцо для принудительной подачи смазки в осевой канал, по которому смазка подается через радиальные сверления к подшипникам шестерен.

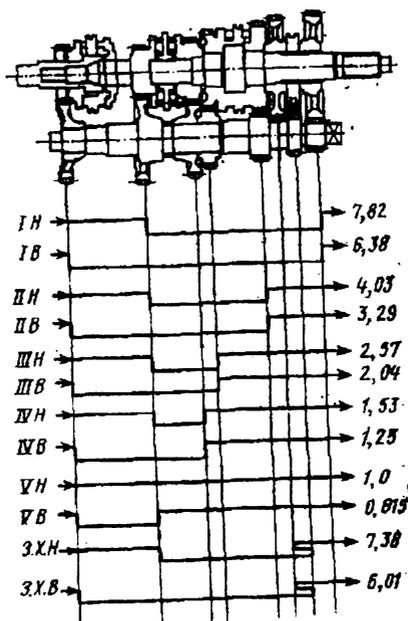


Рисунок 10 – Схема передачи крутящего момента в десятиступенчатой коробке автомобиля КамАЗ-5320 на различных передачах

В полости картера коробки обеспечивается поддержание нормального давления при помощи сапуна или отводящей трубки, которая устанавливается на коробках герметизированного исполнения. Выходной конец отводящей трубки располагается выше максимальной глубины брода, преодолеваемого автомобилем.

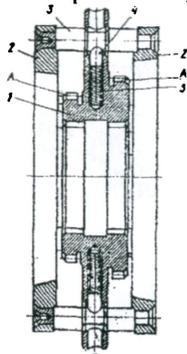
В картере коробки имеются два люка для установки коробок отбора мощности.

Привод к спидометру смонтирован в крышке подшипника выходного конца вторичного вала. В зависимости от передаточного числа применяемой на автомобиле главной передачи и размеров шин для обеспечения правильности показания спидометра предусмотрены сменные цилиндрические шестерни.

Механизм переключения передач в коробке состоит из синхронизаторов, зубчатой муфты включения, вилок переключения с ползунами, замков, фиксаторов и устройства для предохранения от случайного включения заднего хода.

Синхронизатор инерционного типа обеспечивает легкое и безударное включение передач путем выравнивания скоростей зубьев соединяемых шестерен до их введения в зацепление. В коробке и делителе применены одинаковые по принципу действия синхронизаторы, отличающиеся только размерами и некоторыми деталями устройства.

Муфта синхронизатора (рис. 11.), имеющая два зубчатых венца А, установлена на шлицах вторичного вала. Два конусных кольца 2 жестко связаны между собой пальцами 3. В средней части пальцев имеются проточки с коническими боковыми поверхностями, а в отверстиях фланца муфты 1 - конические фаски, являющиеся блокирующими поверхностями муфты.



А - зубчатый венец; 1 - муфта; 2 - конусное кольцо; 3 - палец; 4 - сухарь; 5 - пружина

Рисунок 11 – Муфта синхронизатора

Конусные кольца жестко с муфтой не связаны и могут перемещаться относительно нее в осевом направлении. В среднем положении кольца удерживаются фиксирующими сухарями 4, которые прижимаются к полукруглым проточкам в пальцах 3 пружинами 5.

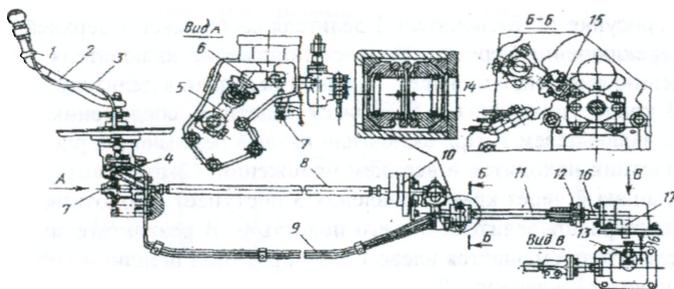
При передвижении муфты 1 для включения передачи конусные кольца 2 передвигаются вместе с муфтой до соприкосновения поверхности одного из колец с конической поверхностью шестерни включаемой передачи. Возникающей при этом силой трения кольца поворачиваются относительно муфты до упора коническими поверхностями проточек пальцев 3 в блокирующие поверхности конических фасок фланца муфты. Дальнейшее продольное продвижение муфты 1 становится невозможным до момента выравнивания частот вращения муфты (вторичного вала) и шестерни включаемой передачи, которое обеспечивается трением между коническими поверхностями кольца и шестерни включаемой передачи.

Когда частоты вращения будут выравнены, от усилия, прикладываемого к муфте через вилку выключения, пальцы 3 занимают среднее положение в отверстиях фланца муфты, и блокирующие поверхности не будут препятствовать ее перемещению. Сухари 4 фиксаторов, выходя из полукруглых выточек, сжимают пружины, муфта освобождается и, передвигаясь дальше, соединяется своим зубчатым венцом с зубчатым венцом шестерни включаемой передачи.

Устройство и работа дистанционного привода переключения передач

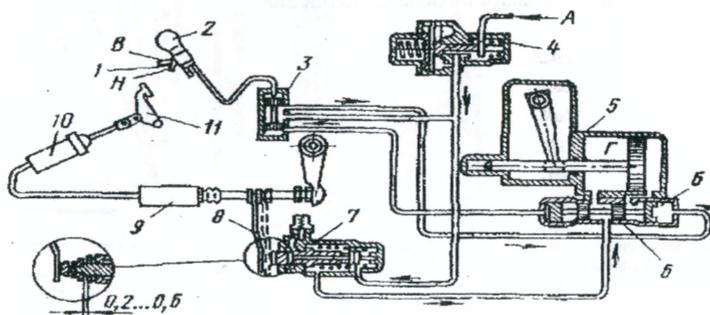
Привод состоит из механического дистанционного привода переключения передач в основной коробке и пневматического привода переключения передач в делителе (рис. 12).

В механическом дистанционном приводе управления основной коробкой передач тяга управления 8 соединена с рычагом переключения передач 2 передним рычагом 5, а задним рычагом 14 - с промежуточной тягой 11. Тяги 8 и 11 опираются на шаровые опоры 10, но задний конец тяги 11 регулировочным фланцем 12 соединен со штоком 16, на конце которого внутри крышки картера коробки укреплен рычаг 17, соединенный с вилками переключения передач.



1 - включатель делителя; 2 - рычаг переключения передач; 3 - трос крана управления делителем; 4 - кран управления делителем; 5 - передний рычаг тяги управления; 6 - головка рычага переключения передач; 7, 13 - установочные винты; 8 - тяга управления; 9 - воздухопровод; 10 - шаровая опора; 11 - промежуточная тяга; 12 - регулировочный фланец; 14 - задний рычаг тяги управления; 15 - ограничительный шарик; 16 - шток рычага переключения; 17 - рычаг переключения передач

Рисунок 12 – Привод управления коробкой передач автомобиля КамАЗ- 5320



1 - включатель делителя; В - высшая передача; Н - низшая передача; 2 - рычаг переключения передач; 3 - кран управления; 4 - редукционный клапан; 5 - силовой цилиндр; 6 - воздухораспределительное устройство; 7 - клапан включения делителя передач; 8 - упор; 9 - гидропневматический цилиндр; 10 - главный цилиндр; 11 - педаль сцепления

Рисунок 13 – Схема управления переключением передач делителя

В нейтральном положении рычага 2 переключения передач нижний конец рычага 17 входит в паз головки ползуна включения второй и третьей передач. При наклоне рычага 2 его перемещение через детали привода передается так, что нижний конец рычага 17 может входить в пазы головок ползунов включения первой передачи и заднего хода или четвертой и пятой передач. Таким образом осуществляется выбор ползуна для включения нужной передачи. Продольное перемещение верхнего конца рычага 2 вызывает перемещение вперед или назад штока 16, который рычагом 17 передвигает соответствующий ползун, включая передачу. Для обеспечения правильного перемещения рычагов 5 и 17 в приводе предусмотрены установочные винты – 7 и 13.

Схема пневматического привода переключения передач в делителе приведена на рисунке 13. Включатель 1 делителя расположен у верхней головки рычага 2 переключения передач. Верхнее положение включателя 1 соответствует включению высшей, а нижнее — низшей передачи в делителе.

В кране управления 3 находится золотник, соединенный тросом в оболочке с включателем 1. При включении низшей передачи (на рис.13, положение Н) этот золотник находится в верхнем положении. Сжатый воздух от редукционного клапана 4 через кран управления 3 поступает к золотниковому устройству, воздухораспределителя 6 в его полость Б. В результате золотник воздухораспределителя смещается влево и полость Г под поршнем силового цилиндра 5 соединяется с клапаном 7 включения делителя передач. Для включения передачи в делителе необходимо нажать на педаль 11 сцепления. При этом упор на толкателе привода сцепления нажмет на шток клапана 7 включения делителя, клапан откроется, и сжатый воздух от редукционного клапана 4 через клапан 7 поступит в полость Г под поршнем силового цилиндра 5. Поршень и соединенный с ним нижний конец рычага включения передачи в делителе переместятся вправо по схеме, и включится низшая передача в делителе.

Для включения высшей передачи надо установить включатель 1 делителя в верхнее положение и нажать на педаль сцепления.

000001 УЕ1 21 А11

Внешняя скоростная характеристика двигателя

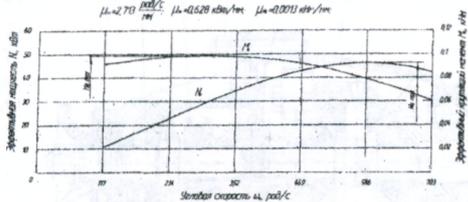
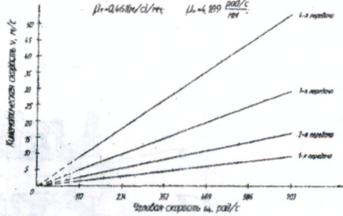
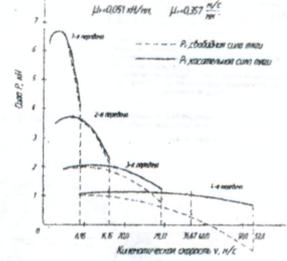


График кинематической скорости автомобиля



Тяговая характеристика автомобиля



Внутренняя характеристика автомобиля

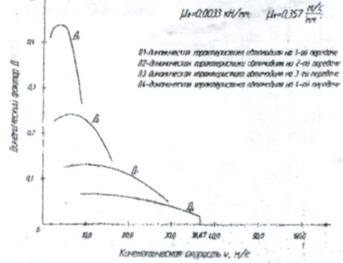


График ускорений автомобиля

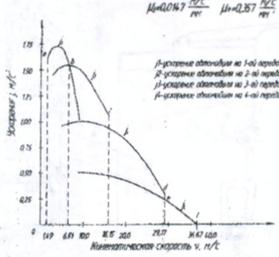
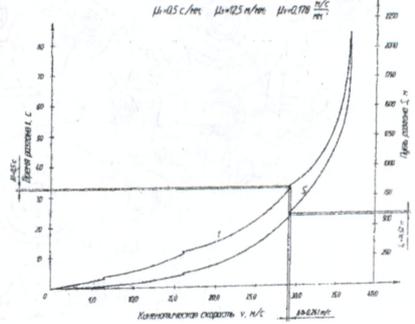
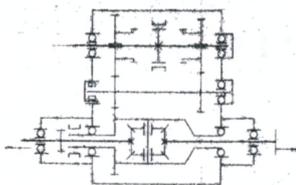


График времени и пути разгона автомобиля

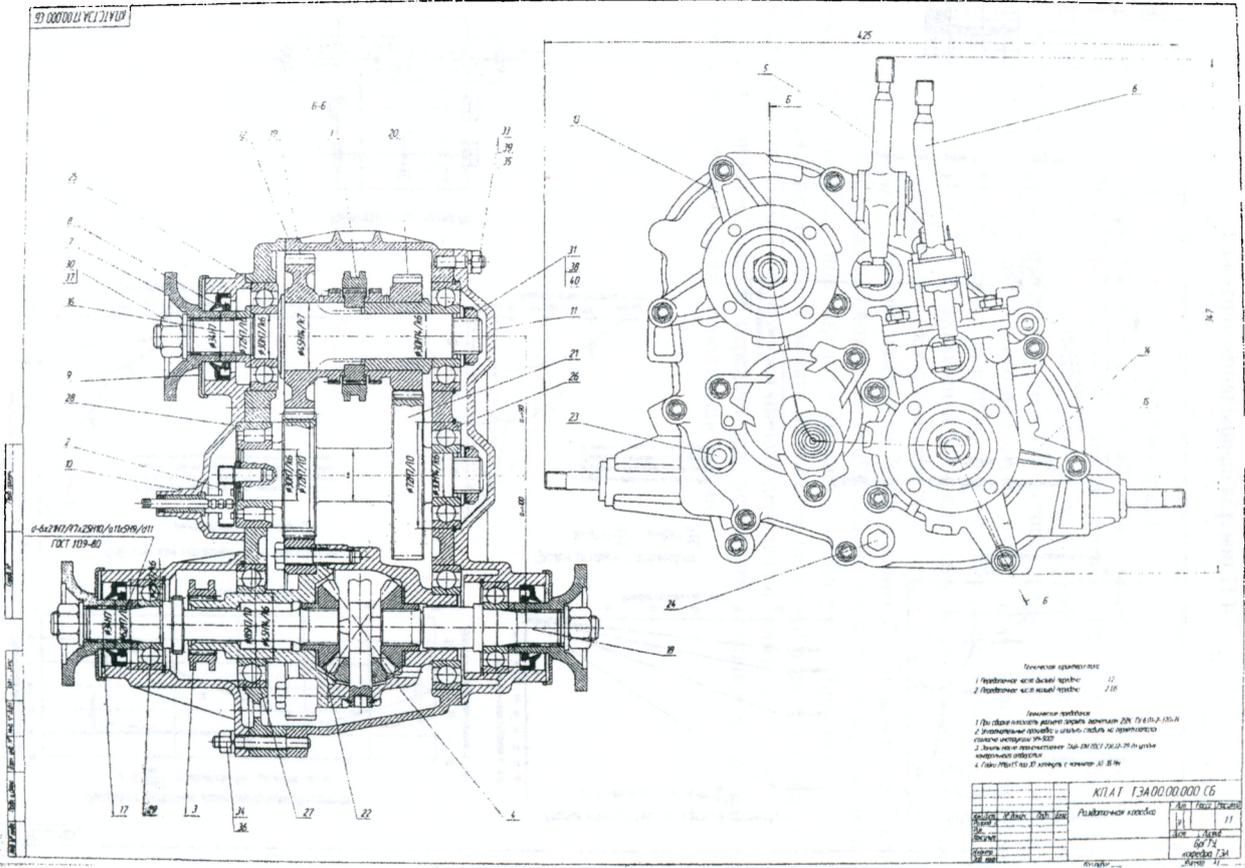


Кинематическая схема РК



КТИЛ 1.73.00001.000		№	73
Исполн:	Проф. А.И. Сидоров	Год:	1977
Провер:	Инж. В.И. Петров	Масштаб:	1:1
Содержит:	1 лист	Содержит:	1 лист
Специальность:	Инженер-механик	Специальность:	Инженер-механик

4 Примеры оформления чертежей



Список литературы

1. Гришкевич, А.И. Автомобили: Теория. – Мн. Высшая школа, 1986. – 208 с.
2. Артамонов, М.Д. Теория автомобиля и автомобильного двигателя: учебник для техникумов / М.Д. Артамонов, В.А. Иларионов, М.М. Морин – М.: Машиностроение, 1968. – 283 с.
3. Борисов, Л.Л. Расчет тягово-динамических характеристик автомобиля: Методические указания / Белорусско-Российский университет. – 2002. – 15 с.

Учебное издание

Составитель:
Казаков Борис Леонидович

Методические указания
к выполнению курсовой работы
по дисциплине
«АВТОМОБИЛИ»
для студентов специальностей
1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»,
1-37 01 07 «Автосервис»

Ответственный за выпуск: Казаков Б.Л.
Редактор: Боровикова Е.А.
Компьютерная вёрстка: Горун Л.Н.
Корректор: Никитчик Е.В.

Подписано к печати 16.05.2012 г. Бумага «Снегурочка». Формат 60x84 ¹/₁₆.
Гарнитура Times New Roman. Усл. печ. л. 2,09. Уч. изд. л. 2,25.
Заказ № 631. Тираж 60 экз. Отпечатано на ризографе Учреждения образования
«Брестский государственный технический университет»
224017, г. Брест, ул. Московская, 267