

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Петербургский государственный университет путей сообщения
Императора Александра I»
(ФГБОУ ВО ПГУПС)

Кафедра «Наземные транспортно-технологические комплексы»

Отчет по практической работе №1

дисциплины

«ТЕОРИЯ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ, СТРОИТЕЛЬНЫХ,
ДОРОЖНЫХ СРЕДСТВ И ОБОРУДОВАНИЯ» (Б1.Б.44)

Выполнил студент группы ПТМ-813 «З»

Иванов А.А.

Проверил

Коровин С.К.

Санкт-Петербург
2023

Практическая работа №1. «Тяговый расчет автомобиля. Определение максимальной мощности двигателя».

Тяговый расчет автомобиля. Определение максимальной мощности двигателя.

Тяговый расчет устанавливает связь основных конструктивных параметров автомобиля, его агрегатов и механизмов с тягово-скоростными свойствами автомобиля.

С помощью тягового расчета может быть решен также ряд вопросов, возникающих при эксплуатации автомобиля и строительстве автомобильных дорог.

При выполнении тягового расчета используются уравнения для показателей тягово-скоростных свойств автомобиля.

Задача проектировочного тягового расчета состоит в определении основных параметров двигателя и трансмиссии, которые обеспечивают максимальную скорость движения автомобиля по обычным дорогам и возможность движения при повышенном сопротивлении дороги.

К этим параметрам относятся максимальная мощность двигателя N_{max} , передаточное число главной передачи u_r , передаточные числа основной коробки передач u_k и передаточное число дополнительной (раздаточной) коробки передач $u_{д}$.

Определение максимальной мощности двигателя

Для определения этой величины сначала находят мощность двигателя при максимальной скорости движения, используя уравнение мощностного баланса автомобиля, представленное в развернутой форме.

Мощность при максимальной скорости, кВт:

$$N_v = \left(\frac{k_B F_a v_{\max}^3}{1000} + \frac{G_a \psi_v v_{\max}}{1000} \right) \frac{1}{\eta_{mp}}, =$$

где k_B - коэффициент сопротивления воздуха, Нс²/м⁴ (0,2 – 0,35 для легковых автомобилей, 0,6 – 0,7 для грузовых автомобилей);

F_a - лобовая площадь автомобиля, м² (1,5 – 2,5 для легковых автомобилей, 3,0 – 6,5 для грузовых автомобилей);

v_{\max} - максимальная скорость, м/с;

ψ_v - коэффициент сопротивления дороги при v_{\max} ;

η_{mp} - КПД трансмиссии (0,9 – 0,92 для легковых автомобилей, 0,82 –

0,85 для грузовых автомобилей);

G_a - вес автомобиля с полной нагрузкой, Н ($G_a = m_a \cdot g$).

После определения мощности двигателя при максимальной скорости рассчитывают его максимальную мощность по формуле:

$$N_{\max} = \frac{N_v}{a \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3},$$

где a , b , c - эмпирические коэффициенты, характеризующие тип двигателя;

$a = b = c = 1$ для бензиновых двигателей;

$a = 0,53$, $b = 1,56$, $c = 1,09$ для дизелей;

$\frac{\omega_e}{\omega_N}$

$\omega_N = 1,05 \dots 1,1$ для бензиновых двигателей без ограничителя угловой скорости коленчатого вала (большее значение относится к легковым автомобилям, меньшее – к грузовым);

$\frac{\omega_e}{\omega_N}$

$\omega_N = 1,0$ для дизелей.

С учетом найденной максимальной мощности двигателя и выбранной угловой скорости коленчатого вала ω_N при максимальной мощности рассчитывают и строят внешнюю скоростную характеристику двигателя.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Петербургский государственный университет путей сообщения
Императора Александра I»
(ФГБОУ ВО ПГУПС)

Кафедра «Наземные транспортно-технологические комплексы»

Отчет по практической работе №2

дисциплины

«ТЕОРИЯ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ, СТРОИТЕЛЬНЫХ,
ДОРОЖНЫХ СРЕДСТВ И ОБОРУДОВАНИЯ» (Б1.Б.44)

Выполнил студент группы ПТМ-813 «З»

Иванов А.А.

Проверил

Коровин С.К.

Санкт-Петербург
2023

Практическая работа №2. «Определение тормозной динамичности автомобиля.»

1. Расчет тормозной динамичности автомобиля.

Торможение - процесс создания и изменения искусственного сопротивления движению автомобиля с целью уменьшения его скорости или удержания неподвижным относительно дороги.

Тормозные свойства - совокупность свойств, определяющих максимальное замедление автомобиля при его движении на различных дорогах в тормозном режиме, предельные значения внешних сил, при действии которых заторможенный автомобиль надежно удерживается на месте или имеет необходимые минимальные установившиеся скорости при движении под уклон.

Тормозные свойства относятся к важнейшим из эксплуатационных свойств, определяющих активную безопасность автомобиля, под которой понимается совокупность специальных конструктивных мероприятий, обеспечивающих снижение вероятности возникновения ДТП.

Оценочными показателями эффективности рабочей и запасной тормозных систем являются установившееся замедление $\dot{j}_{уст}$ соответствующее движению автомобиля при постоянном усилии воздействия на тормозную педаль в условиях, оговоренных ГОСТом, и минимальный тормозной путь S_T - расстояние, проходимое автомобилем от момента нажатия на педаль до остановки.

Для рабочей тормозной системы новых автомобилей всех категорий нормативные значения S_T и $\dot{j}_{уст}$ устанавливаются соответственно двум типам испытаний. Испытания типа О, когда температура, измеренная вблизи поверхности трения тормозного барабана или диска менее 100°C (холодные тормоза) и испытания типа I - тормозные механизмы разогреты по гостированной методике (горячие тормоза).

Для определения установившегося замедления $\dot{j}_{уст}$ используем уравнение движения автомобиля при торможении

Пользуясь рис. 1, можно записать

$$m_a \dot{j}_3 = R_{x1} + R_{x2} + P_n + P_v + P_c. \text{ Откуда}$$
$$\dot{j}_3 = (R_{x1} + R_{x2} + P_n + P_v + P_c) / m_a$$

где m_a - масса автомобиля, кг.; \dot{j}_3 - замедление при торможении, м/с²; R_{x1} - реакция на колесах передней оси, Н; R_{x2} - реакция на колесах задней оси, Н; P_n - сила сопротивления подъему, Н; P_v - сила сопротивления воздуха, Н; P_c - сила сопротивления прицепа, Н.

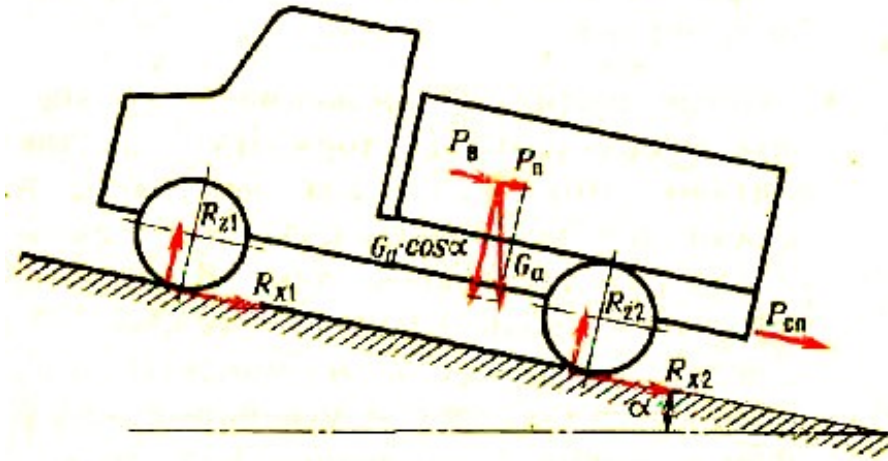


Рис. 1. Схема сил, действующих на автомобиль при торможении.

Реакции R_{x1} и R_{x2} различны в различных случаях торможения.

При экстренном торможении продольные реакции могут достигать значений $R_{x\max}$. Будем называть такой случай торможением с полным использованием сил сцепления.

Рассмотрим этот случай при следующих допущениях: реакции R_x достигают максимального значения одновременно на всех колесах; коэффициенты сцепления ϕ_x всех колес одинаковые и неизменны за весь процесс торможения.

При таких допущениях процесс торможения может быть описан графиком зависимости $j_z = f(t)$, (рис. 2) называемым тормозной диаграммой. Начало координат соответствует моменту нажатия на тормозную педаль (начало торможения).

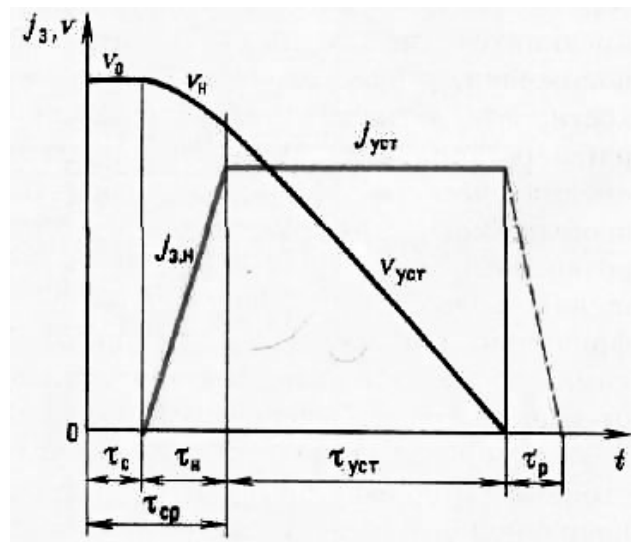


Рис. 2. Тормозная диаграмма

На диаграмму для лучшей иллюстративности иногда наносят зависимость $V=f(t)$.

После начала торможения время τ_c , называемое временем запаздывания, затрачивается на перемещение элементов тормозного привода на величину зазоров, имеющих между ними в нерабочем положении, нарастание давления жидкости или воздуха в трубопроводах и рабочих аппаратах гидравлического или пневматического привода до значения, необходимого для преодоления усилий возвратных пружин колодок и перемещения колодок до соприкосновения их фрикционных накладок с тормозными дисками или барабанами.

Время запаздывания зависит от типа тормозного привода и тормозных механизмов, а также технического состояния тормозной системы. У технически исправной тормозной системы с гидроприводом и дисковыми тормозными механизмами $\tau_c=0,05-0,07$ с, с барабанными тормозными механизмами $\tau_c=0,15-0,20$ с, у системы с пневмоприводом $\tau_c=0,2-0,4$ с. Время τ_c возрастает при увеличении зазоров в тормозных механизмах, попадании воздуха в гидропривод, падении давления в ресивере пневмопривода и др.

С момента соприкосновения фрикционных элементов тормозных механизмов реакции R_x , а в результате этого и замедление увеличиваются от нуля до значения, соответствующего установившемуся значению сил, приводящих в действие тормозные механизмы. Время τ_n затрачиваемое на этот процесс, называют временем нарастания замедления \dot{j}_{z-n} .

В зависимости от типа автомобиля, состояния дороги, дорожной ситуации, квалификации и состояния водителя, состояния тормозной системы τ_n может изменяться в пределах 0,05-2 с.

В расчетах можно принимать следующие значения τ_n : 0,05-0,2 с - для легковых автомобилей; 0,05-0,4 с - для грузовых автомобилей с гидроприводом; 0,15-1,5 с - для грузовых автомобилей с пневмоприводом; 0,2-1,3 с - для автобусов.

Переменное значение \dot{j}_z на участке $\tau_{уст}$ условно заменяют средним и считают установившимся, взяв за начало отсчета ($t=0$) момент прекращения увеличения усилия на педали.

Поэтому $\tau_{уст}$ - называют временем установившегося замедления.

Время τ_p от начала отпущения тормозной педали до возникновения зазоров между фрикционными элементами называют временем растормаживания. При полном торможении в начале растормаживания $\dot{j}_z=0$.

Найдем замедление на каждом из участков.

За время τ_n закон изменения \dot{j}_z может быть различным в зависимости от действия водителя и конструктивных особенностей тормозной системы. Принято считать его нарастание пропорциональным времени. Тогда текущее значение \dot{j}_z в момент времени t_n от начала нарастания равно

$$j_{\text{зн}} = j_{\text{уст}} t_{\text{н}} / \tau_{\text{н}}$$

На участке $\tau_{\text{уст}}$ при торможении на дороге с достаточно большим коэффициентом сцепления и $V_0 < 30$ м/с можно считать $P_{\text{в}} = 0$.

Подставив значение $R_{x1} + R_{x2}$ в уравнение движения и принимая во внимание, что $P_{\text{п}} = G_a \sin \alpha = G_a i$, а для одиночного автомобиля $P_{\text{с}} = 0$, получим

$$j_{\text{уст}} = (\phi_x \cos \alpha + \sin \alpha) g = (\phi_x + i) g;$$

на горизонтальной дороге

$$j_{\text{уст}} = \phi_x g$$

Обозначив пути, проходимые автомобилем за время $\tau_{\text{с}}$, $\tau_{\text{н}}$, и $\tau_{\text{уст}}$ соответственно $S_{\text{тс}}$, $S_{\text{тн}}$, и $S_{\text{туст}}$, можно записать

$$S_{\text{т}} = S_{\text{тс}} + S_{\text{тн}} + S_{\text{туст}}$$

За время запаздывания путь пройденный автомобилем определяется формулой

$$S_{\text{тс}} = V_0 \tau_{\text{с}}$$

Путь S_0 , проходимый автомобилем от момента, когда водителем была замечена опасность, до $V = 0$ называют остановочным.

Остановочный путь равен сумме тормозного пути и пути, проходимого за время реакции водителя,

$$S_0 = V_0 (\tau_{\text{рв}} + \tau_{\text{с}} + 0,5 \cdot \tau_{\text{н}}) + \frac{0,5 \cdot V_0^2}{\phi_x \cdot g} =$$

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Петербургский государственный университет путей сообщения
Императора Александра I»
(ФГБОУ ВО ПГУПС)

Кафедра «Наземные транспортно-технологические комплексы»

Отчет по практической работе №3

дисциплины

«ТЕОРИЯ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ, СТРОИТЕЛЬНЫХ,
ДОРОЖНЫХ СРЕДСТВ И ОБОРУДОВАНИЯ» (Б1.Б.44)

Выполнил студент группы ПТМ-813 «З»

Иванов А.А.

Проверил

Коровин С.К.

Санкт-Петербург
2023

Практическая работа №3. **Определение тягово-сцепных характеристик**

колесного и гусеничных движителей.

1.1. Критерии проходимости транспортных средств

Возможность движения транспортного средства по проходимости определяется неравенством

$$P_T > \sum F_{i_s} \quad (1.1)$$

где P_T - сила тяги движителя транспортного средства; $\sum F_{i_s}$ - сумма сил сопротивления движению транспортного средства.

Потеря проходимости транспортного средства может быть как полной, так и частичной.

При полной потере проходимости происходит прекращение движения или застревание.

Частичная потеря проходимости связана со снижением скорости движения и увеличением расхода топлива в определённых условиях перевозок. Снижение скорости движения при частичной потере проходимости происходит из-за следующих факторов:

недостаточной мощности двигателя или возможного буксования движителя при её избытке;

профиля поверхности движения, вызывающего колебания, неприемлемые для экипажа, самого транспортного средства или перевозимого груза;

субъективных действий водителя, выбравшего тот или иной маршрут движения. Этот фактор с трудом поддаётся формализации.

Для того чтобы дать полную оценку проходимости транспортного средства, надо, во-первых, выявить возможность выполнения на заданном маршруте условия (1.1) и, во-вторых, оценить снижение скорости и повышение расхода топлива, оказывающих влияние на производительность и себестоимость перевозок.

Комплексным критерием сравнительной эффективности по проходимости Π для нескольких транспортных средств может служить выражение

$$\Pi = \frac{G_{ep} V}{g_t} \quad (1.2)$$

где G_{ep} - полезная нагрузка; V - скорость; g_t - расход топлива.

Для машин с каким-либо новым движителем достоверного обобщённого фактора Π по совокупности эксплуатационных свойств может быть и не предложено. Поэтому критерием в данной ситуации остаётся экспериментальная оценка проходимости машины сравнительно эталонного образца (прототипа). В качестве показателей проходимости могут служить, например, показатели скорости Π_v ; грузоподъёмности $\Pi_{гр}$ или экономичности $\Pi_э$:

$$P_V = V_M / V \quad P_{zp} = G_{zp.m} / G_{zp} \quad P_g = g_{m.m} / g_m$$

где соответственно V_M , $G_{zp.m}$ и $g_{m.m}$ - скорость, вес перевозимого груза и расход топлива созданной машины, а V , G_{zp} и g_m - скорость, вес перевозимого груза и расход топлива эталонного образца.

Когда в первом приближении требуется оценить проходимость машины на типичных грунтах, то можно воспользоваться предложенным американскими специалистами эмпирическим показателем проходимости, названным ММР (MeanMaximumPressure).

Для колёсного движителя ММР (обозначение соответствует оригиналу) определяется по следующим формулам.

Грунт – глина

$$MMP = \frac{K G_a}{2 m B_k^{0,85} D_k^{1,15} (h_z / H_k)^{0,5}} =$$

кПа

где G_a - вес автомобиля, кН; m - число осей; B_k - ширина профиля шины, м; D_k - диаметр колеса, м; h_z/H_k - относительный прогиб шин на твёрдой поверхности при нагрузке G_a , %; k - опытный коэффициент, определяемый по табл. 1.1.

Таблица 1.1

Значения коэффициента k в формуле расчёта ММР для колёсных машин

Количество осей	Доля ведущих осей						
	1	3/4	2/3	3/5	1/2	1/3	1/4
2	3,65	-	-	-	4,4	-	-
3	3,90	-	4,35	-	-	5,25	-
4	4,10	4,44	-	-	4,95	-	6.05
5	4,32	-	-	4,97	-	-	-
6	4,60	-	5,15	-	5,55	6,20	-

Грунт - сухой песок

$$MMP = \frac{S T G_a}{2 m B_k^{1,5} D_k^{1,15} (h_z / H_k)} = i$$

где $S=0,6$;

$T=1,0$ - для гладкого протектора;

1,4 - для протектора с дорожным рисунком;

2,8 - для протектора с универсальным рисунком;

3,3 - для протектора с рисунком высокой проходимости.

На основании данных, полученных при испытаниях внедорожных машин, включая бронетехнику, Роланд (Rowland) вывел следующую эмпирическую зависимость для определения ММР гусеничных движителей различного конструктивного исполнения: трак и цепь гусеницы с жёсткими опорными катками:

$$ММР = \frac{1,26 G_a}{2 n_z A_{mp} b \sqrt{t_g D}} = \text{кПа}$$

где G - вес машины, кН; n_z - число опорных катков на одной гусенице; $A_{тр}$ - площадь жёсткой части трака как часть шага гусеницы, умноженная на ширину опорного катка; b - ширина трака или пневмошины, м; t_g - шаг гусеницы, м; D - наружный диаметр опорного катка или пневматической шины, м.

Кроме обобщённых критериев проходимости используются также частные параметры проходимости, определяющие способность транспортного средства преодолеть препятствия того или иного вида.

Обычно применяются следующие критерии:

коэффициент свободной тяги;

максимальный угол подъёма, преодолеваемый как одиночной машиной, так и поездом;

максимальная высота преодолеваемого порогового препятствия; максимальная ширина преодолеваемого рва; максимальная глубина преодолеваемого брода; максимальная глубина снежного покрова, преодолеваемого по целине.

Зная силу тяги на крюке $P_{кр}$ и вес машины G_a , определяют коэффициент свободной силы тяги $k_T = P_{кр}/G_a$, который принято находить по сцеплению φ и по удельной силе тяги по двигателю f_d . Коэффициент свободной силы тяги по сцеплению равен

$$k_{тф} = \varphi \cdot k_{сц} - \psi$$

где $k_{тф} = P_{кр}/G_{сц}$ - коэффициент сцепного веса $G_{сц}$.

Общее сопротивление движению полноприводной колёсной или гусеничной машины обычно оценивают с помощью коэффициента φ по такой формуле:

$$\psi = f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha$$

где f - коэффициент сопротивления качению; α - угол подъёма (или спуска). Если принять, что

$$P_{кр} = P_d - \psi \cdot G_m$$

где P_d - сила тяги, развиваемая двигателем и определяемая в зоне контакта

двигателя с грунтом, то удельная свободная силы тяги подвигателю $f_{тД}$, которую способно реализовать транспортное средство (с силой тяги двигателя по сцеплению φ_d и сопротивлением движению ψ), равна

$$f_{тд} = \varphi_d - \psi$$



Рис. 1.6. Характеристика проходимости автомобиля на i -ой передаче

На рис. 1.6. показана зависимость проходимости автомобиля от соотношения моментов на его колёсах: подводимого от двигателя M_k , предельного по сцеплению M_φ и сопротивления движению M_r .

Удельная свободная силы тяги оценивает возможности транспортного средства по преодолению препятствий, для чего необходим повышенный запас силы тяги. Она зависит как от конструктивных особенностей транспортного средства и его двигателя, так и дорожных условий, определяемых коэффициентами φ и ψ .

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение

высшего образования
«Петербургский государственный университет путей сообщения
Императора Александра I»
(ФГБОУ ВО ПГУПС)

Кафедра «Наземные транспортно-технологические комплексы»

Отчет по практической работе №4

дисциплины
«ТЕОРИЯ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ, СТРОИТЕЛЬНЫХ,
ДОРОЖНЫХ СРЕДСТВ И ОБОРУДОВАНИЯ» (Б1.Б.44)

Выполнил студент группы ПТМ-813 «З»

Иванов А.А

Проверил

Коровин С.К.

Санкт-Петербург
2023

Практическая работа №4. «Мощностной баланс и коэффициент полезного действия колесного тягача».

Задание 1.

Оценить тяговый КПД колесного тягача 4К2 класса 1,4 с эксплуатационной массой $m_{\text{тяг}} = 3$ т, работающего в номинальном тяговом режиме на пересеченной местности, если известно, что мощность от двигателя поступает на ведущие колеса тягача через цилиндрический ряд шестерен с тремя полюсами зацепления и одну коническую пару шестерен.

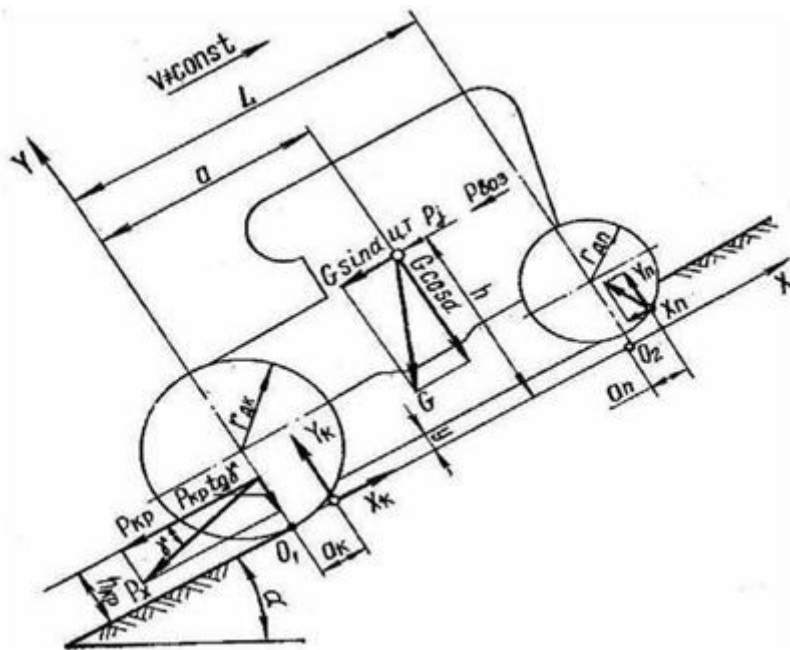


Рис. 1

1. По формуле определяем механический КПД силовой цепи тягача

$$\eta_{mp} = \eta_1^{n_1} \cdot \eta_2^{n_2} \cdot \eta_3^{n_3} = \epsilon$$

2. Принимая $f = 0,12$, определяем силу сопротивления качения тягача при движении его по пересеченной местности

$$P_f = f \cdot G_{\text{тяг}} = f \cdot g \cdot m_{\text{тяг}} = \quad \text{кН.}$$

3. По формуле определяем КПД сопротивления качению тягача

$$\eta_f = 1 - P_f / P_k =$$

где для колесного тягача 4К2 в номинальном тяговом режиме принято значение $P_k = T_k \cdot 9,81 = \text{кН.}$

4. Определяем КПД буксования тягача по формуле

$$\eta_\delta = V / V_x = 1 - \delta =$$

5. Определяем по формуле искомый тяговый КПД тягача

$$\eta_{\text{тяг}} = \eta_{mp} \cdot \eta_f \cdot \eta_\delta =$$

Задание 2.

Оценить тяговый КПД колесного трактора 4К4а класса $T_k =$ с эксплуатационной массой $m_3 =$ т, работающего в номинальном тяговом режиме на пересеченной местности, если известно, что мощность от двигателя поступает на ведущие колеса трактора через приводы трансмиссии к передним и задним колесам, имеющими соответственно механические КПД

$$\eta_{mp1} = \quad \text{и} \quad \eta_{mp2} = \quad .$$

1. Определяем параметры, необходимые для расчета нормальных реакций Y_1 и Y_2 по формулам:

- эксплуатационный вес трактора $G_{\text{тяг}} = g \cdot m_{\text{тяг}} = 9,81 \cdot \quad = \quad$ кН;
- статические коэффициенты нагрузки колес

$$\lambda_{cm1} = \dot{\lambda}$$

$$\lambda_{cm2} = \dot{\lambda}$$

5.1. Значения статических коэффициентов нагрузки

Колесная формула	$\lambda_{ст1}$	$\lambda_{ст2}$
4К2 (при $r_2 > r_1$)	0,30...0,35	0,65...0,70
4К2 (при $r_1 = r_2$)	0,40	0,60
4К2 (самоходн.шасси)	0,20	0,80
4К4,а (при $r_2 > r_1$)	0,30...0,35	0,65...0,70
4К4,б (при $r_1 = r_2$)	0,60...0,65	0,35...0,40

- конструктивные параметры принимаем равными $h_{кр} =$ м и $L =$ м (см. рис. 1).

2. По формулам рассчитываем коэффициенты динамической нагрузки колес в рассматриваемом режиме движения

$$\lambda_1 = \lambda_{cm1} - \frac{P_{кр} \cdot h_{кр}}{L \cdot G_{\text{тяг}}} =$$

$$\lambda_2 = \lambda_{cm2} - \frac{P_{кр} \cdot h_{кр}}{L \cdot G_{мяг}} =$$

3. По формулам рассчитываем нормальные нагрузки, действующие на передние и задние колеса

$$Y_1 = \lambda_1 \cdot G_{мяг} = \text{кН}$$

$$Y_2 = \lambda_2 \cdot G_{мяг} = \text{кН}$$

4. По формуле определяем коэффициент соотношения нормальных нагрузок по мостам тягача

$$\beta = Y_1 / Y_2 =$$

5. Определяем частные силы сопротивления качению колес

$$P_{f1} = f \cdot Y_1 = \text{кН};$$

$$P_{f2} = f \cdot Y_2 = \text{кН}.$$

6. Определяем общую касательную силу тяги тягача

$$P_k = P_f + P_{кр} = (P_{f1} + P_{f2}) + P_{кр} = \text{кН}.$$

7. По формулам определяем частные касательные силы тяги тягача

$$P_{k1} = \beta \cdot P_k / (1 + \beta) = \text{кН}.$$

$$P_{k2} = P_k / (1 + \beta) = \text{кН};$$

8. По формулам определяем частные КПД сопротивления качению колес тягача

$$\eta_{f1} = 1 - P_{f1} / P_{k1} =$$

$$\eta_{f2} = 1 - P_{f2} / P_{k2} =$$

9. При коэффициенте буксования задних колес $\delta_2 = 0,16$ и коэффициенте кинематического несоответствия передних и задних колес $K_n = 1,05$ определяем коэффициент буксования передних колес

$$\delta_1 = 1 - K_n (1 - \delta_2) =$$

10. Определяем КПД буксования передних и задних колес

$$\eta_{\delta 1} = 1 - \delta_1 =$$

$$\eta_{\delta 2} = 1 - \delta_2 =$$

11. По формуле находим коэффициент γ

$$\gamma = \frac{\beta \cdot \eta_{mp2}}{K_n \cdot \eta_{mp1}} = \text{кН}$$

12. По формулам определяем коэффициенты s_1 и s_2

$$s_1 = \gamma / (1 + \gamma) =$$

$$s_2 = 1 / (1 + \gamma) =$$

13. По формулам определяем частные тяговые КПД

$$\eta_{m1} = \eta_{mp1} \cdot \eta_{f1} \cdot \eta_{\delta1} =$$

$$\eta_{m2} = \eta_{mp2} \cdot \eta_{f2} \cdot \eta_{\delta2} =$$

14. По формуле определяем искомое значение тягового КПД тягача

$$\eta_m = s_1 \cdot \eta_{m1} + s_2 \cdot \eta_{m2} =$$

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение

высшего образования
«Петербургский государственный университет путей сообщения
Императора Александра I»
(ФГБОУ ВО ПГУПС)

Кафедра «Наземные транспортно-технологические комплексы»

Отчет по практической работе №5

дисциплины
«ТЕОРИЯ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ, СТРОИТЕЛЬНЫХ,
ДОРОЖНЫХ СРЕДСТВ И ОБОРУДОВАНИЯ» (Б1.Б.44)

Выполнил студент группы ПТМ-813 «З»

Иванов А.А

Проверил

Коровин С.К.

Санкт-Петербург
2023

Практическая работа №5. «Расчет движущей силы и жесткости
землеройно транспортной машины. Динамика работы.».

1. Расчет движущей силы и жесткости землеройно-транспортной машины.
2. Определение жесткости дополнительного элемента металлоконструкции.

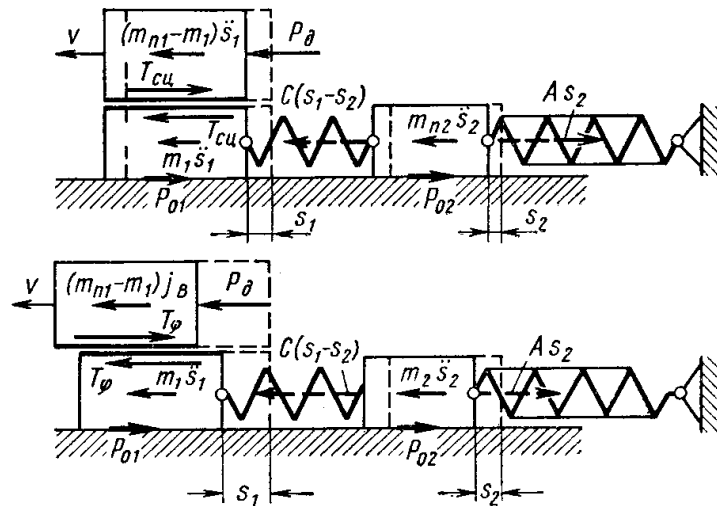


Рис.1 Эквивалентная схема землеройно-транспортной машины как двухмассовой системы с упругими элементами.

$m_T = 5400$ кг; $m_{p.o} = 920$ кг; $V_n = 1,02$ м/сек скорость соответствующая максимальной мощности на первой передаче;

$f = 0,1$ коэффициент сопротивления качению;

$\varphi = 0,9$ коэффициент сцепления;

$A = 95$ кН/м интенсивность возрастания сопротивления копанию;

$C = 6200$ кН/м жесткость рабочего оборудования;

$T_H = 28500$ Н сила тяги.

1. Нагрузка на рабочий орган

$$P_{p.o} = T_\varphi - P_o + V_n \sqrt{A \cdot m} = mg \cdot \varphi - mg \cdot f + V_n \sqrt{A \cdot m} = \dot{i}$$

Нагрузка на детали крепления рабочего органа к раме трактора

$$P_p = T_\varphi - P_o + m_T \cdot V_n \sqrt{\frac{A}{m}} = mg \cdot \varphi - mg \cdot f + m_T \cdot V_n \sqrt{\frac{A}{m}} = \dot{i}$$

2. Максимальный коэффициент динамичности при копании в однородных грунтах

$$K_{\partial.p.o} = \frac{P_{p.o}}{T_n} = \dot{\iota}$$

$$K_{\partial.p} = \frac{P_p}{T_n} = \dot{\iota}$$

3. Нагрузки возникающие при встрече с абсолютно жестким препятствием $A_n = C$.

$$P_{p.o} = T \cdot \varphi - P_o + V \cdot \sqrt{A \cdot m} = mg \cdot \varphi - mg \cdot f + V \cdot \sqrt{A \cdot m} \quad \dot{\iota}$$

$$P_p = T \cdot \varphi - P_o + m \cdot T \cdot V \cdot \sqrt{\frac{A}{m}} = mg \cdot \varphi - mg \cdot f + m \cdot T \cdot V \cdot \sqrt{\frac{A}{m}} \quad \dot{\iota}$$

$$K_{\partial.p.o} = \frac{P_{p.o}}{T_n} = \dot{\iota}$$

$$K_{\partial.p} = \frac{P_p}{T_n} = \dot{\iota}$$

4. Нагрузки возникающие при встрече рабочего органа с препятствием имеющим жесткость $A=130000$ кН/м

$$A_n = \frac{C_{mk} \cdot C_{np}}{C_{mk} + C_{np}}$$

$$P_{p.o} = T \cdot \varphi - P_o + V_n \sqrt{A \cdot m} = mg \cdot \varphi - mg \cdot f + V_n \sqrt{A \cdot m} = \dot{\iota}$$

$$P_p = T_\varphi - P_o + m_T \cdot V_n \sqrt{\frac{A}{m}} = mg \cdot \varphi - mg \cdot f + m_T \cdot V_n \sqrt{\frac{A}{m}} = \dot{\iota}$$

5. Определим жесткость упругого элемента $C_{y.э}$ введение которого обеспечило бы повышение нагрузок не более чем в 2 раза.

$$P_{p.o} = 2 \cdot \{P\} \text{ rsub } \{o\} = \{T\} \text{ rsub } \{\varphi\} - \{P\} \text{ rsub } \{o\} + \{m\} \text{ rsub } \{T\} \cdot \{V\} \text{ rsub } \{n\} \text{ sqrt } \left\{ \frac{\{A\}}{\{m\}} \right\} = mg \cdot \varphi - mg \cdot f + \{m\} \text{ rsub } \{T\} \cdot \{V\} \text{ rsub } \{n\} \text{ sqrt } \left\{ \frac{\{A\}}{\{m\}} \right\} \dot{\iota}$$

$$C_n = \frac{1}{m - m_{p.o}} \dot{\iota} \dot{\iota}$$

$$C_{y.э} = \frac{C \cdot C_n}{C - C_n} = \dot{\iota}$$

№ п/п	Материалы необходимые для оценки знаний, умений и навыков	Показатель оценивания	Критерии оценивания	Шкала оценивания
2	Практические работы №№ 1, 2, 3, 4, 5	Наличие заготовки	Присутствует	2
			Отсутствует	0
		Правильность ответа на вопрос	Получены правильные ответы на вопросы	2
			Получены частично правильные ответы	1

№ п/ п	Материалы необходимые для оценки знаний, умений и навыков	Показатель оценивания	Критерии оценивания	Шкала оценив ания
			Получены неправильные ответы	0
		Соответствие методике выполнения	Соответствует	3
			Не соответствует	0
		Срок выполнения работы	Работа выполнена в срок	3
			Работа выполнена с опозданием на 1 неделю	2
			Работа выполнена с опозданием на 2 недели и более	1
		Точность выводов	Выводы носят конкретный характер	3
			Выводы носят формальный характер	1
		Итого максимальное количество баллов за 1 практическую работу		14
	ИТОГО максимальное количество баллов за 5 практических работ			70

Формирование рейтинговой оценки по дисциплине

Вид контроля	Материалы, необходимые для оценивания	Максимальное количество баллов в процессе оценивания	Процедура оценивания
1. Текущий контроль	Практические работы №№ 1, 2, 3, 4, 5	70	Количество баллов определяется в соответствии с таблицей 3 Допуск к зачету/экзамену ≥ 50 баллов
2. Промежуточная аттестация	Перечень вопросов к зачету	30	<ul style="list-style-type: none"> – получены полные ответы на вопросы – 25-30 баллов; – получены достаточно полные ответы на вопросы – 20-24 балла; – получены неполные ответы на вопросы или часть вопросов – 11-20 баллов; – не получены ответы на вопросы или вопросы не раскрыты – 0 баллов.
ИТОГО		100	
3. Итоговая оценка	<p>«зачтено» - 60-100 баллов «не зачтено» - менее 59 баллов (вкл.)</p>		

