

МИНОБРНАУКИ РОССИИ  
ФГБОУ ВПО «УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра сервиса и эксплуатации транспортных и технологических машин

А.П. Панычев  
Е.Е.Баженов  
Е.Г. Есюнин  
А.П.Пупышев  
Д.О.Чернышев

Методические указания к выполнению практических занятий  
и курсовой работы  
для студентов очной и заочной форм обучения

Направления 23.03.03, 23.04.03 «Эксплуатация транспортно-  
технологических машин и комплексов», 23.02.02«Наземные транспортно-  
технологические комплексы» и 23.05.01 «Наземные транспортно-  
технологические средства»

Дисциплины «Проектирование автомобилей и тракторов », « Конструк-  
ция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-  
технологических машин и оборудования », «Теория автомобилей и трак-  
торов»

Екатеринбург  
2015

## ВВЕДЕНИЕ

Выполнение практических занятий и курсовой работы преследует следующие основные цели:

- закрепление знаний по теории и конструкции транспортных систем (ТС);
- ознакомление с основами проектирования ТС;
- расширение опыта использования ЭВМ в инженерных расчетах.

В настоящих методических указаниях рассматриваются вопросы расчета и проектирования ТС, включающей гусеничную машину типа ТТ-4 и колесный роспуск, соединяемый с лебедкой машины посредством двух тросов (крестообразная сцепка без дышла).

Расчетно-пояснительная записка (РПЗ) курсовой работы должна содержать 20-25 листов формата А4 рукописного текста. В РПЗ включаются следующие материалы и разделы:

- титульный лист;
- задание на проектирование;
- оглавление;
- введение;
- расчетная часть;
- список использованной литературы;
- приложения.

Расчетная часть включает 4 раздела:

- построение внешней скоростной характеристики двигателя;
- построение тяговой и динамической характеристик транспортной системы;
- определение центра динамического давления машины и обоснование общей компоновки;
- расчет ходовой части роспуска;

Каждый раздел содержит краткое теоретическое обоснование выполняемых расчетов.

Исходные данные для выполнения практических занятий и курсовой работы приведены в таблицах 1 и 2. Номер варианта принимается по последней цифре зачетной книжки.

Таблица 1 Исходные данные по вариантам

Наименование и единица измерения параметра	Обозначение	ВАРИАНТ									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1. Номинальная мощность, Вт	$N_H$	$130 \cdot 10^3$	$125 \cdot 10^3$	$120 \cdot 10^3$	$115 \cdot 10^3$	$100 \cdot 10^3$	$95 \cdot 10^3$	$90 \cdot 10^3$	$85 \cdot 10^3$	$80 \cdot 10^3$	$75 \cdot 10^3$
2. Номинальная частота вращения коленчатого вала, об/мин	$n_H$	1800	1820	1840	1860	1870	1875	1880	1885	1890	1850
3. Крутящий момент на кол. валу при ном. мощности, Н·м	$M_H$	722	687	652	618	535	507	479	451	423	405
5. Мин. частота вращения коленчатого вала, об/мин	$n_{min}$	600	630	700	650	620	720	750	640	610	660
6. Вес транспортной системы, Н	$G$	$33 \cdot 10^4$	$32 \cdot 10^4$	$31 \cdot 10^4$	$30 \cdot 10^4$	$29 \cdot 10^4$	$28 \cdot 10^4$	$27 \cdot 10^4$	$26 \cdot 10^4$	$25 \cdot 10^4$	$24 \cdot 10^4$
7. Коэффициент сопротивления дороги	$\Psi$	0.29	0.30	0.31	0.32	0.33	0.34	0.35	0.36	0.37	0.38
8. Коэффициент сцепления движителя с грунтом	$\phi$	0.8	0.79	0.78	0.77	0.76	0.75	0.74	0.73	0.72	0.71
9. Вес груза, Н	$G_p$	$18 \cdot 10^4$	$17 \cdot 10^4$	$16 \cdot 10^4$	$15 \cdot 10^4$	$14 \cdot 10^4$	$13 \cdot 10^4$	$12 \cdot 10^4$	$11 \cdot 10^4$	$10 \cdot 10^4$	$9 \cdot 10^4$
10. Максимальная скорость, м/с	$V_{max}$	3.5	3.4	3.3	3.2	3.1	2.9	2.8	2.7	2.6	2.5
11. Коэффициент сопротивления качению колес роспуска	$f_p$	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23
12. Угол наклона дороги, град.	$\alpha$	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
13. Вес роспуска, Н	$G_p$	$3 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$				
14. Вес машины, Н	$G_M$	$12 \cdot 10^4$	$12 \cdot 10^4$	$12 \cdot 10^4$	$12 \cdot 10^4$	$12 \cdot 10^4$	$12 \cdot 10^4$				
15. Коэффициент, показывающий, какая часть веса груза приходится на машину	$K$	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3

Таблица 2 приведена в разделе 4.

## 1. ПОСТРОЕНИЕ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ

### 1.1. Теоретическое обоснование

Зависимость мощности, крутящего момента на коленчатом валу двигателя, расхода топлива и других показателей работы двигателя от час-

тоты вращения коленчатого вала называется скоростной характеристикой двигателя. Характеристика, полученная при полной подаче топлива, называется внешней скоростной характеристикой (рисунок 1.1). Характеристики, полученные при неполной подаче топлива, называются частичными скоростными характеристиками.

Внешняя скоростная характеристика строится по данным испытаний двигателя на тормозном стенде и является основным документом для оценки двигателя при проектировании и в эксплуатации.

$N_e, M_e$

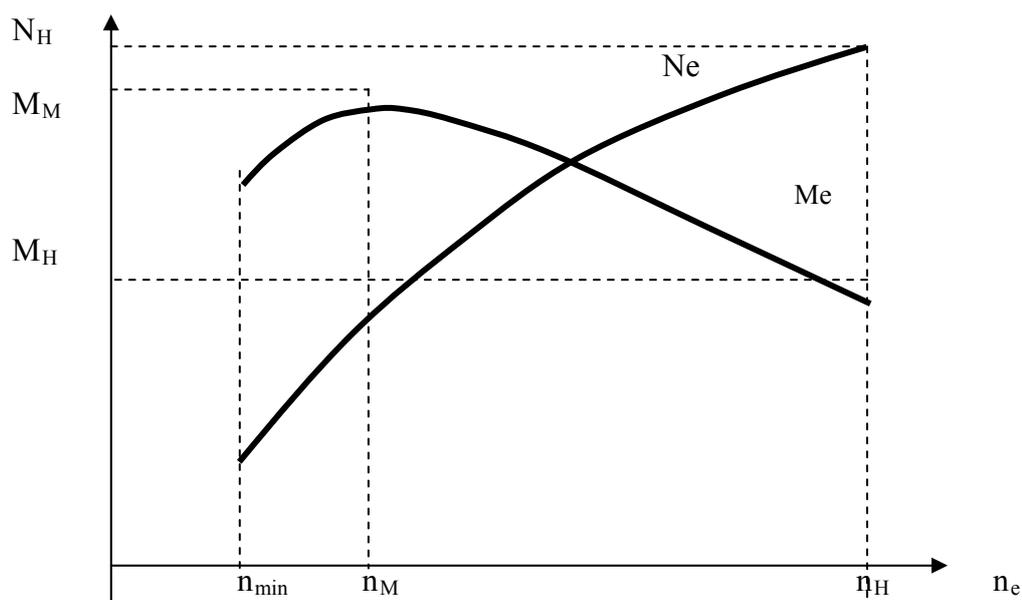


Рисунок 1.1 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

На рисунке 1.1 приняты следующие обозначения:

$N_H$  - номинальная мощность, т.е. регламентируемая максимальная мощность, Вт;

$n_e$  – текущее значение частоты вращения коленчатого вала, об/мин;

$n_{min}$  - минимальная частота вращения, при которой двигатель еще может устойчиво работать при полной нагрузке, об/мин;

$n_M$  - частота вращения, соответствующая максимальному крутящему моменту, об/мин;

$n_H$  - частота вращения, соответствующая номинальной (максимальной) мощности, об/мин;

$n_M - n_H$  - оптимальный интервал работы двигателя, об/мин;

$N_e$  - текущее значение мощности по внешней характеристике, Вт;

$M_e$  - текущее значение момента на коленчатом валу по внешней характеристике,  $H \cdot m$ ;

$M_H$  — момент на коленчатом валу при номинальной мощности,  $H \cdot m$ ;

$M_M$  - максимальный крутящий момент на коленчатом валу, Н · м.

При изучении тягово-скоростных свойств транспортных систем главным образом определяются показатели, соответствующие работе двигателя с полной подачей топлива, т.е. по внешней скоростной характеристике. Внешнюю скоростную характеристику двигателя можно получить используя эмпирические зависимости, из которых наиболее широко применяются формулы С.Р. Лейдермана. [1]

$$N_e = N_H \left( A \frac{n_e}{n_H} + B \frac{n_e^2}{n_H^2} - C \frac{n_e^3}{n_H^3} \right), \quad (1.1)$$

где -А, В,С - коэффициенты, постоянные для данного двигателя.

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e} = \frac{30N_e}{\pi \cdot n_e} = \frac{N_e}{0,1n_e}, \quad (1.2)$$

где  $\omega_e$  - угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с.

Используя формулы (1.1) и (1.2), получим

$$M_e = \frac{N_e}{0,1n_e} = \frac{N_H}{0,1} \left( A \frac{1}{n_H} + B \frac{n_e}{n_H^2} - C \frac{n_e^2}{n_H^2} \right), \quad (1.3)$$

Из скоростной характеристики следует, что максимальный крутящий момент  $M_M$  больше крутящего момента при номинальной мощности.

Отношение

$$K_M = \frac{M_M}{M_H}, \quad (1.4)$$

называется коэффициентом приспособляемости по моменту [2].

Отношение

$$K_\omega = \frac{n_H}{n_M}, \quad (1.5)$$

называется коэффициентом приспособляемости по частоте. Если увеличение нагрузки вызывает уменьшение частоты в пределах  $n_M - n_H$ , то двигатель автоматически приспособляется к изменению нагрузки, т.е. работает устойчиво. Чем больше  $K_\omega$  тем шире диапазон устойчивой работы двигателя.

Эти коэффициенты являются важными показателями, оценивающими динамические качества двигателя. Они характеризуют способность двигателя преодолевать возможное увеличение суммарных сил сопротивления без перехода на более низкую передачу.

Определим, при какой частоте вращения вала  $M_e$  будет максимальным, для чего возьмем первую производную от  $M_e$  по  $n_e$  и приравняем ее нулю.

$$\frac{d}{dn_e} M_e = \frac{N_H B}{0,1n_H^2} - \frac{2N_H \cdot n_e C}{0,1n_H^3} = 0.$$

Из последней формулы

$$B - \frac{2n_e C}{n_H} = 0.$$

Отсюда

$$n_e = \frac{B n_H}{2C} = n_M. \quad (1.6)$$

Подставив (1.6) в (1.3), определим максимальный крутящий момент на коленчатом валу двигателя –  $M_M$

$$\begin{aligned} M_M &= \frac{N_H}{0,1} \left( A \frac{1}{n_H} + B^2 \frac{1}{2n_H C} - B^2 \frac{1}{4n_H C} \right) = \frac{N_H}{0,1} \left( A \frac{1}{n_H} + B^2 \frac{1}{4n_H C} \right) = \\ &= \frac{N_H}{0,1 n_H} \left( A + \frac{B^2}{4C} \right) = M_H \left( A + \frac{B^2}{4C} \right) \end{aligned} \quad (1.7)$$

Тогда

$$K_M = \frac{M_M}{M_H} = \frac{M_H \left( A + \frac{B^2}{4C} \right)}{M_H} = A + \frac{B^2}{4C}, \quad (1.8)$$

$$K_\omega = \frac{n_H}{n_M} = \frac{n_H}{\frac{B n_H}{2C}} = \frac{2C}{B}. \quad (1.9)$$

Ниже приведены значения пределов изменения  $K_M$  и  $K_\omega$  различных двигателей.

Тип двигателя	$K_M$	$K_\omega$
Карбюраторные двигатели	1,3-1,4	1,5-2,5
Дизельные двигатели (без наддува)	1,1-1,2	1,4-2

За счет  $K_M$  момент на коленчатом валу двигателя может возрасть на 10 - 20% у дизельных двигателей и на 30 – 40% у карбюраторных двигателей по сравнению с номинальным моментом.

Если в технической характеристике двигателя приведены значения  $N_H$ ,  $n_H$ ,  $M_M$ ,  $n_M$  то можно найти коэффициенты  $A$ ,  $B$ , и  $C$ . Для этого нужно составить три уравнения.

$$1) n_M = \frac{B \cdot n_H}{2 \cdot C}$$

$$2) M_M = M_H \cdot \left( A + \frac{B^2}{4 \cdot C} \right) = \frac{N_H}{0,1 \cdot n_H} \cdot \left( A + \frac{B^2}{4 \cdot C} \right).$$

Кроме того при  $n_e = n_H$  должно выполняться равенство  $N_e = N_H$ .

Подставив в уравнение (1.1)  $n_e = n_H$ , после преобразования получим

$$N_e = N_H \cdot (A + B - C)$$

Так как при  $n_e = n_H$  должно выполняться равенство  $N_e = N_H$ , то из последнего уравнения следует:

$$3) A+B-C=1. \quad (1.10)$$

Итак, получили три уравнения и три неизвестных - А, В, С. Принимая во внимание, что  $M_M / M_H = K_M = 1 + M_3 / 100$ , найдем

$$A = 1 - \frac{M_3}{100} \cdot \frac{K_\omega \cdot (2 - K_\omega)}{(K_\omega - 1)^2}, \quad (1.11)$$

$$B = 2 \cdot \left[ \frac{M_3}{100} \cdot \frac{K_\omega}{(K_\omega - 1)^2} \right], \quad (1.12)$$

$$C = \frac{M_3}{100} \cdot \left( \frac{K_\omega}{(K_\omega - 1)} \right)^2, \quad (1.13)$$

где  $M_3$ - запас крутящего момента, %.

$$M_3 = \frac{M_M - M_H}{M_H} \cdot 100, \quad (1.14)$$

При отсутствии каких либо данных значения А, В и С принимаются по соответствующим двигателям - аналогам.

При необходимости определить максимальное значение крутящего момента  $M_M$ , и соответствующую этому значению частоту вращения коленчатого вала  $n_M$  можно воспользоваться соотношениями, полученными на основании опытных данных:

для карбюраторного двигателя

$$n_M = 0,50 n_H; M_M = 1,35 M_H;$$

дизельного двигателя

$$n_M = 0,70 n_H; M_M = 1,15 M_H,$$

(1.15)

## 1.2 Порядок выполнения расчетов

1.2.1. Определяют  $M_M$  и  $n_M$  по формулам (1.15).

1.2.2. Определяют запас крутящего момента и коэффициент приспособляемости по частоте используя формулы (1.14) и (1.5).

1.2.3. Определяют значения коэффициентов А, В, С по формулам (1.11) – (1.13).

1.2.4. Определяют  $N_e$  и  $M_e$ . На основании исходных данных производится тестовый расчет для определения одного значения  $N_e$  и  $M_e$  по любому значению  $n_e$ , в заданном диапазоне частоты вращения коленчатого вала (табл. 1), используя формулы (1.1) и (1.2).

Для построения графических зависимостей  $N_e = f(n_e)$  и  $M_e = f(n_e)$  необходимо задаться еще 7-10 значениями  $n_e$ . Шаг задания  $n_e$  определяется по формуле

$$S = (n_n - n_{\min})/i, \text{ об/мин.}$$

где  $i$  – 7-10.

Полученное значение  $S$  округляют до целого, кратного 50, 40, 30 и т.д. (для удобства построения графиков). Для определенных таким образом значений  $n_e$  рассчитывают соответствующие им значения  $N_e$  и  $M_e$ . Для расчетов на ЭВМ студент разрабатывает программу или использует готовую.

По полученным данным строят внешнюю скоростную характеристику двигателя.

## 2. ПОСТРОЕНИЕ ТЯГОВОЙ И ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ

### 2.1 Теоретическое обоснование

Запишем уравнение тягового баланса транспортной системы

$$P_0 = G\psi + \frac{d^2}{dt^2} X \frac{\delta G}{g} + P_w, \quad (2.1)$$

где  $P_0$  - касательная сила тяга, Н;

$G$  - вес транспортной системы, Н;

$\psi$  - коэффициент сопротивления дороги;

$\frac{d^2}{dt^2} X$  - ускорение поступательно движущейся массы транспортной системы вдоль оси  $X$ ,  $\text{м/с}^2$ ;

$\delta$  - коэффициент учета влияния вращающихся масс;

$P_w$  - сила сопротивления воздуха, Н.

Из всех составляющих уравнения тягового баланса (2.1) только сила сопротивления воздуха не зависит от веса транспортной системы. Учитывая эту особенность академик Е.А. Чудаков предложил ввести понятие динамического фактора транспортной системы.

Перенесем силу  $P_w$ , в левую часть уравнения (2.1) и разделим обе части уравнения (2.1) на  $G$

$$D = \frac{P_0 - P_w}{G} = \psi + \frac{d^2}{dt^2} X \cdot \frac{\delta}{g}, \quad (2.2)$$

где  $D$  - динамический фактор.

То есть мы получим уравнения тягового баланса в безразмерной форме. Обычно динамический фактор определяют при работе двигателя с полной подачей топлива. Динамическим фактором удобно пользоваться для сравнительной оценки тяговых свойств транспортных систем, имеющих различную массу. При равномерном движении

$$D = \psi.. \quad (2.3)$$

То есть при работе двигателя с полной подачей топлива и равномерном движении транспортной системы динамический фактор равен максимальному коэффициенту сопротивления дороги при котором возможно движение транспортной системы на заданной передаче. Чем выше  $D$ , тем лучше тяговые свойства транспортной системы.

Выражение, стоящее в числителе формулы (2.2) называется свободной силой тяги ( $P_a$ )

$$P_a = P_0 - P_w.$$

Графические зависимости  $P_a$  и  $D$  от скорости движения транспортной системы ( $V$ ) называется соответственно тяговой и динамической характеристиками транспортной системы (рисунок 2.1).

$P_a, D$

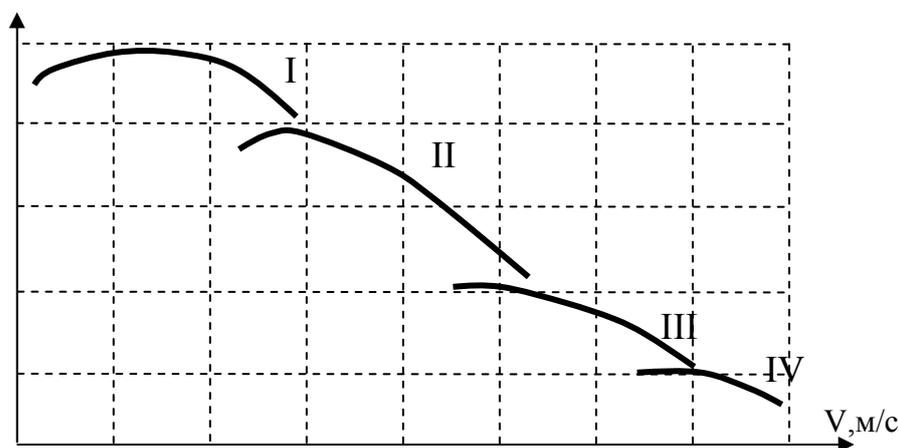


Рисунок 2.1- Тяговая и динамическая характеристики транспортной системы:

I, II, III, IV - соответственно первая, вторая, третья и четвертая передачи

При движении без буксования и скольжения скорость движения транспортной системы можно определить по формуле

$$V = \omega_{зв} r_{зв} = \omega_e \frac{r_{зв}}{i}, \quad (2.4)$$

где  $V$  - скорость движения ТС, м/с;

$\omega_{зв}$  - угловая скорость вращения ведущих колес, рад/с;

$r_{зв}$  - радиус ведущих колес, м;

$i$  - передаточное число трансмиссии на заданной передаче.

$$\omega_e = \frac{\pi n_e}{30}, \quad (2.5)$$

Подставив (2.5) в (2.4) получим

$$V = \frac{\pi n_e}{30} \cdot \frac{r_{36}}{i_{36}} = 0,1 \cdot \frac{n_e r_{36}}{i_{36}}, \quad (2.6)$$

Для определения передаточных чисел трансмиссии необходимо знать максимальную касательную силу тяги по мощности  $P_0^N$  (на первой передаче) и по сцеплению движителя с грунтом  $P_0^\Phi$ , номинальный крутящий момент двигателя  $M_H$  и наибольшую скорость движения порожней машины  $V_{\max}$ .

Общее передаточное число трансмиссии на первой передаче  $i_1$  должно обеспечивать движение машины в самых трудных условиях с грузом.

Касательную силу тяги на первой передаче при номинальной мощности двигателя можно определить по формуле

$$P_0^N = \frac{M_H i_1 \eta_{mp} \eta_D}{r_{36}}, \quad (2.7)$$

где  $\eta_{тр}$  - КПД трансмиссии;

$\eta_D$  - КПД движителя.

Выражение, стоящее в правой части уравнения тягового баланса (2.1) есть ни что иное, как суммарная сила сопротивления движению транспортной системы. Поэтому можно записать

$$P_0^N \geq G\psi + \frac{d^2}{dt^2} X \frac{G\delta}{g} + P_w. \quad (2.8)$$

Для трелевочных машин, учитывая небольшие скорости, можно принять  $P_w = 0$ . С целью упрощения расчетов принимается также

$\frac{d^2}{dt^2} X = 0$ . Тогда уравнение (2.8) принимает следующий вид

$$P_0^N \geq G \cdot \psi. \quad (2.9)$$

Подставим в уравнение (2.9) вместо  $P_0^N$  его выражение (2.7)

$$\frac{M_H i_1 \eta_{mp} \eta_D}{r_{36}} \geq G \cdot \psi, \quad (2.10)$$

из этого выражения

$$i_1^N \geq \frac{r_{36} G \cdot \psi}{M_H \eta_{mp} \eta_D}. \quad (2.11)$$

Индекс N означает, что параметр определяется исходя из ограничения по мощности двигателя.

Вычисленное по формуле (2.11) передаточное число трансмиссии необходимо проверить из условия ограничения по сцеплению движителя с грунтом. Для движения транспортной системы обязательным условием является:

$$P_0^N \leq P_0^\Phi$$

$$P_0^\Phi = \phi \sum_n P, \quad (2.12)$$

где  $\phi$  - коэффициент сцепления движителя с грунтом;

$\Sigma P$  - суммарная нормальная реакция грунта на активный движитель,  
Н.

Для рассматриваемой транспортной системы

$$\sum_n P = (G_M + KG_n) \cos(\alpha), \quad (2.13)$$

где  $G_M$  - вес машины, Н;

$K$  - коэффициент, показывающий какая часть веса груза приходится на машину;

$G_n$  - вес перевозимого груза, Н;

$\alpha$  - уклон пути, град.

Тогда

$$P_0^\phi = \phi(G_M + KG_n) \cos(\alpha). \quad (2.14)$$

Подставим в выражение (2.12) вместо  $P_0^N$  и  $P_0^\phi$  их выражения (2.7) и (2.14) соответственно

$$\frac{M_H i_1 \eta_{mp} \eta_D}{r_{зв}} \leq \phi(G_M + KG_n) \cos(\alpha). \quad (2.15)$$

Из этого выражения следует

$$i_1^\phi \leq \frac{r_{зв} \phi(G_M + KG_n) \cos(\alpha)}{M_H \eta_{mp} \eta_D}, \quad (2.16)$$

Индекс  $\phi$  означает, что параметр определяется исходя из ограничения по сцеплению движителя с грунтом.

Окончательный выбор передаточного числа трансмиссии на первой передаче производится из условия

$$i_1^N \leq i_1 \leq i_1^\phi. \quad (2.17)$$

Обычно величина  $i_1$  принимается ближе к расчетной по условию сцепления движителя с грунтом.

Передаточное число трансмиссии на высшей передаче  $i_{выс}$  определим, используя уравнение (2.6)

$$i_{выс} = \frac{0,1 \cdot n_H \cdot r_{зв}}{V_{max}}, \quad (2.18)$$

где  $V_{max}$  - максимальная скорость движения, м/с.

Минимальное число ступеней в коробке передач ( $m$ ) находят по формуле

$$m = \frac{\lg\left(\frac{i_1}{i_{выс}}\right)}{\lg\left(\frac{n_H}{n_M}\right)} + 1. \quad (2.19)$$

Число ступеней, вычисленное по формуле (2.19), округляется до большего целого значения. Окончательный выбор числа передач следует сделать, сравнив данные расчета с существующими моделями аналогич-

ных машин; принятое число передач не должно значительно отличаться от числа передач у выполненных конструкций коробок. Целесообразно принять большее число ступеней, так как это позволяет лучше использовать мощность двигателя.

Значения передаточных чисел трансмиссии на промежуточных передачах распределяются по закону геометрической прогрессии. В этом случае справедлива зависимость  $\frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \dots = \frac{i_{m-1}}{i_m} = q$ , (2.20)

где  $i_1 \dots i_m$  - передаточные числа трансмиссии на соответствующих передачах;

$1/q$  - знаменатель прогрессии.

Тогда

$$q = \sqrt[m-1]{\frac{i_1}{i_m}}. \quad (2.21)$$

У существующих моделей трелевочных тракторов величина  $q$  находится в пределах 1.17 ... 1.67.

Передаточные числа трансмиссии на различных передачах определяются по формулам

$$\left. \begin{aligned} i_2 &= \frac{i_1}{q} \\ i_3 &= \frac{i_2}{q} \\ &\dots \\ i_m &= \frac{i_{m-1}}{q} \end{aligned} \right\} \quad (2.22)$$

## 2.2. Порядок выполнения расчетов.

2.2.1. Определяют передаточное число трансмиссии на 1<sup>ой</sup> передаче, используя формулы (2.11), (2.16) и (2.17). При расчетах принимаются следующие значения посторонних факторов:  $r_{зв}=0.263$  м;  $\eta_{тр}=0.8$ ;  $\eta_{д}=0.95$ .

2.2.2. Определяют передаточное число трансмиссии на высшей передаче по формуле (2.18) и минимальное число ступеней в коробке передач по формуле (2.19).

2.2.3. Определяют знаменатель прогрессии по формуле (2.21) и передаточное число трансмиссии для всех передач по формуле (2.22).

2.2.4. Определяют скорость движения транспортной системы по формуле (2.6). На основании исходных данных производится тестовый расчет для определения одного значения  $V$  по любому значению  $n_e$  для любой передачи.

2.2.5. Определяют  $P_0$  и  $D$  для принятого значения  $n_e$  и принятой передачи.

Из внешней скоростной характеристики для принятого значения  $n_e$  берется соответствующее ему значение  $M_e$  и определяется  $P_0$  для принятой передачи по формуле

$$P_0 = \frac{M_e i \eta_{mp} \eta_D}{r_{зв}} \quad (2.23)$$

Затем определяется динамический фактор. При  $P_w = 0$ ,  $P_a = P_0$ .

$$D = P_0 / G \quad (2.24)$$

2.2.6. Определяют  $P_0$  и  $D$  на различных передачах и строят тяговую и динамическую характеристики. Для их построения необходимо из внешней скоростной характеристики двигателя взять ряд значений крутящего момента  $M_{e1}, M_{e2} \dots M_{ei}$ , соответствующих частоте вращения коленчатого вала  $n_{e1}, n_{e2} \dots n_{ei}$ , (значения  $M_{ei}$  и  $n_{ei}$  определены в п. 1.2.4.). Затем для каждой передачи, задавшись  $i$ , по формулам (2.6), (2.23) и (2.24) определить  $V$ ,  $P_0$  и  $D$ , соответствующие значениям  $n_{e1}, n_{e2} \dots n_{ei}$ , и  $M_{e1}, M_{e2} \dots M_{ei}$ , и по полученным данным построить зависимости  $P_0 = f(V)$  и  $D = f(V)$ .

Для расчетов на ЭВМ студент разрабатывает программу или использует готовую.

### 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЦЕНТРА ДИНАМИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ МАШИНЫ И ОБОСНОВАНИЕ ОБЩЕЙ КОМПОНОВКИ

При проектировании транспортных и технологических машин необходимо обоснованно выбирать их общую компоновку для обеспечения правильной загрузки элементов ходовой системы машины. Теоретически необоснованная компоновка приводит к перегрузке отдельных элементов ходовой системы и, следовательно, к быстрому их износу и выходу из строя, ухудшению тягово-сцепных качеств машины и снижению производительности. Поэтому при компоновке машин необходимо стремиться к возможно более равномерному распределению нагрузок на элементы ходовой части. Это распределение зависит от множества факторов: подъем или спуск, поперечный уклон (правый или левый крен), разгон или торможение машины, плечо действия технологических сил и др. Эти факторы вызывают смещение центра динамического давления машины как вперед (спуск, торможение), так и назад (подъем, разгон), как вправо при правом крене машины, так и влево – при левом крене. При оценке общей компоновки машины в качестве расчетного случая принимается равномерное движение машины по горизонтальному пути с грузом. Рациональная компоновка достигается за счет смещения центра тяжести машины, смещения

точки приложения технологических сил, изменения плеч балансиров, использования рациональных приемов размещения технологического оборудования и т.д.

Для гусеничных машин в практических расчетах за критерий рациональности компоновки принимают отношение  $L_{ЦД}/L$  [4].

$L_{ЦД}$  – расстояние от оси заднего катка до центра динамического давления машины, т.е. до точки приложения равнодействующей реакций грунта на все опорные элементы машины;

$L$  – расстояние между осями крайних катков.

У правильно скомпонованной гусеничной машины при равномерном движении с грузом по горизонтальному пути должно выполняться следующее условие

$$0,4 \leq L_{ЦД}/L \leq 0,6 \quad (3.1)$$

Определение  $L_{ЦД}$  возможно несколькими методами. Рассмотрим один из них. Расчетная схема приведена на рисунок 3.1

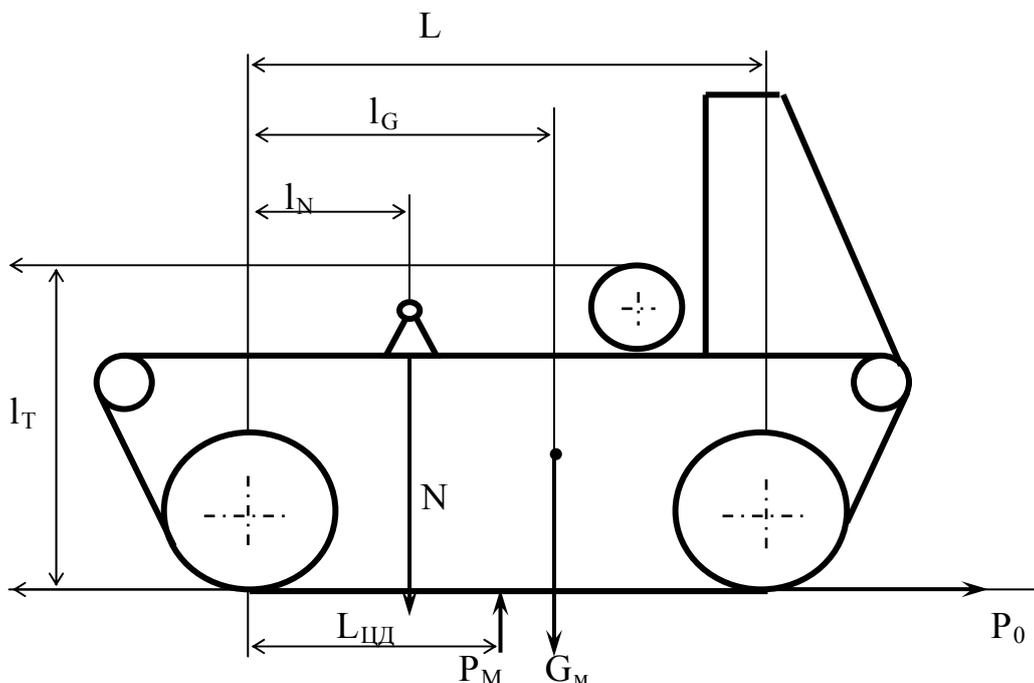


Рисунок 3.1 Расчетная схема для определения  $L_{ЦД}$

На рисунке 3.1 приняты следующие обозначения:

$G_M$  – вес машины, Н;

$P_M$  – нормальная реакция грунта на машину, Н;

$P_0$  – касательная сила тяги, Н;

$P_f$  – сила сопротивления движению машины, обусловленная деформацией грунта, Н;

$T$  – реакция со стороны тросов на лебедку машины, Н;

$N$  – нормальная реакция груза (пачки) на коник машины, Н.

Касательная реакция груза на коник машины не учитывается, т.е. принимается вариант транспортной системы, при котором часть груза, перемещаемая на роспуске, располагается на роликах.

Реакции Т и N называются также технологическими силами.

При равномерном движении по горизонтальному пути

$$\begin{aligned} N &= K G_{II}, \\ T &= [G_P + (1 - K)G_{II}] f_P, \end{aligned} \quad (3.2)$$

где К – коэффициент, показывающий какая часть веса груза приходится на машину;

$G_P$  – вес роспуска, Н;

$f_P$  – коэффициент сопротивления качению колес роспуска.

Из условия равновесия машины

$$\sum Y = P_M - G_M - N = 0.$$

Отсюда

$$\begin{aligned} P_M &= G_M + N \\ \sum M_0 &= P_M L_{цд} - G_M l_G - N l_N + T l_T = 0. \end{aligned}$$

Из последнего уравнения

$$L_{цд} = \frac{G_M l_G + N l_N - T l_T}{G_M + N}.$$

Студент задает расстояние  $l_T$ , затем определив  $L_{цд}$ , рассчитывает отношение  $L_{цд}/L$  и делает выводы. В случае если условие (3.1) не выполняется, студент дает рекомендации по улучшению общей компоновки машины (изменяет расстояние  $l_T$ ) и проверяет их, выполнив расчеты по приведенной выше методике.

При расчетах принимаются следующие значения постоянных факторов:

$$l_G = 2 \text{ м}; \quad l_N = 1.5 \text{ м}; \quad L = 2.9 \text{ м};$$

остальные значения берутся из таблицы 1.

## 4. РАСЧЕТ ХОДОВОЙ ЧАСТИ РОСПУСКА

### 4.1. Теоретическое обоснование

Конструктивное исполнение роспуска определяется студентом.

Для примера возможная конструкция роспуска приведена на рисунке 4.1. Роспуск включает два независимых балансира 1, установленных шарнирно на оси 2. На каждом балансире установлен ролик 3 и шарнирно с возможностью поворота в продольной вертикальной плоскости установлена стойка 4, которая снабжена возвратной пружиной. Ступицы колес 5 крепятся на полуосях 6.

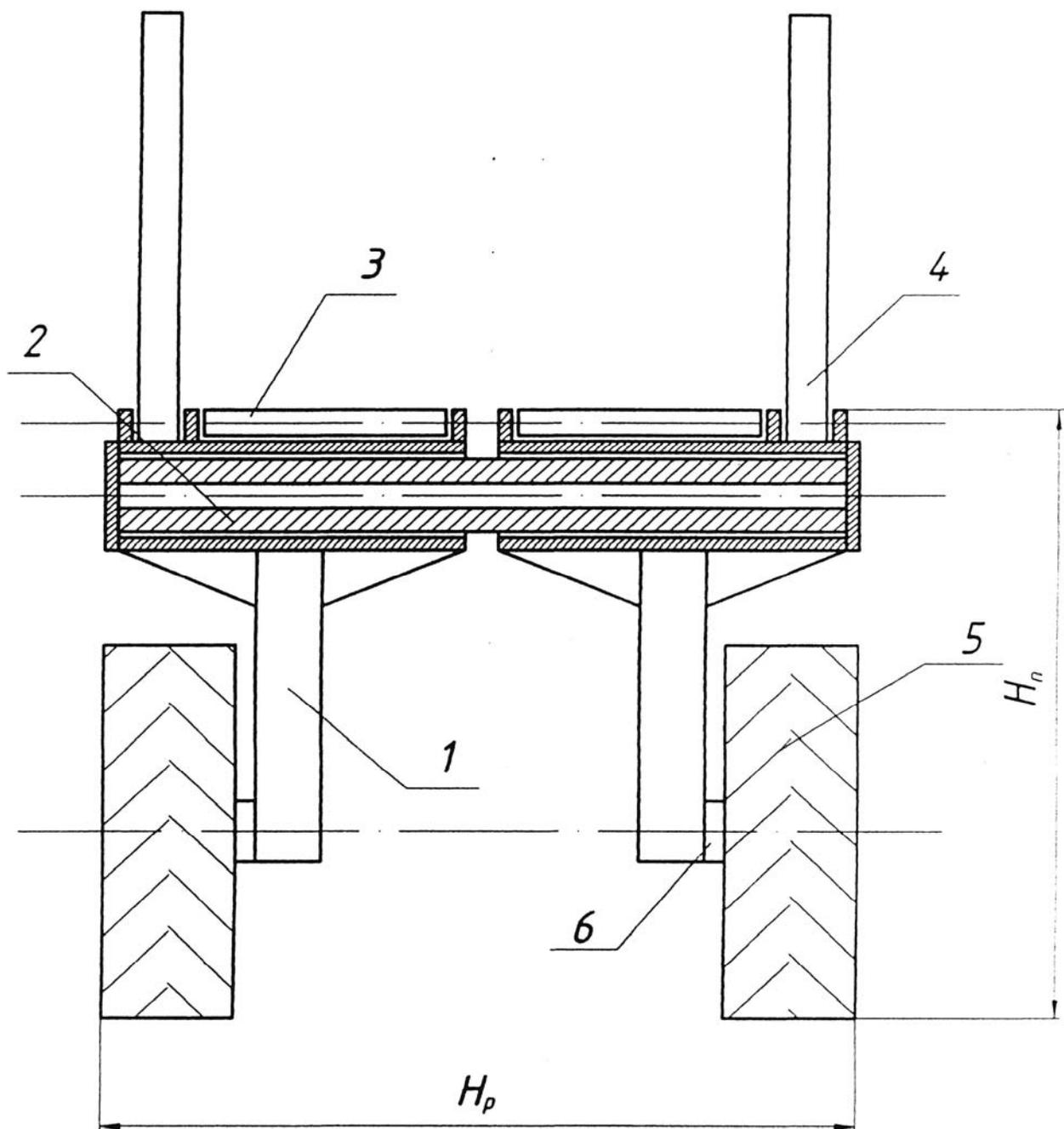


Рисунок 4.1 Колесный роспуск

В курсовом проекте студент при разработке конструкции роспуска должен определить нагрузки на ходовую систему роспуска, выполнить прочностные расчеты полуосей крепления ступиц колес, подобрать подшипники ступиц.

На рисунке 4.2. приведена расчетная схема при равномерном движении роспуска и приняты следующие обозначения:

$P_1, P_2$  – нормальные реакции грунта соответственно на передние и задние колеса, Н;

$F_c^p$  – сила сопротивления качению колес, Н.

$$F_C^P = (P_1 + P_2) f_p.$$

$M_f$  – момент сопротивления качения колес, Н·м.

$$M_f = (P_1 + P_2) f_p r_d,$$

где  $r_d$  – динамический радиус колеса, м.

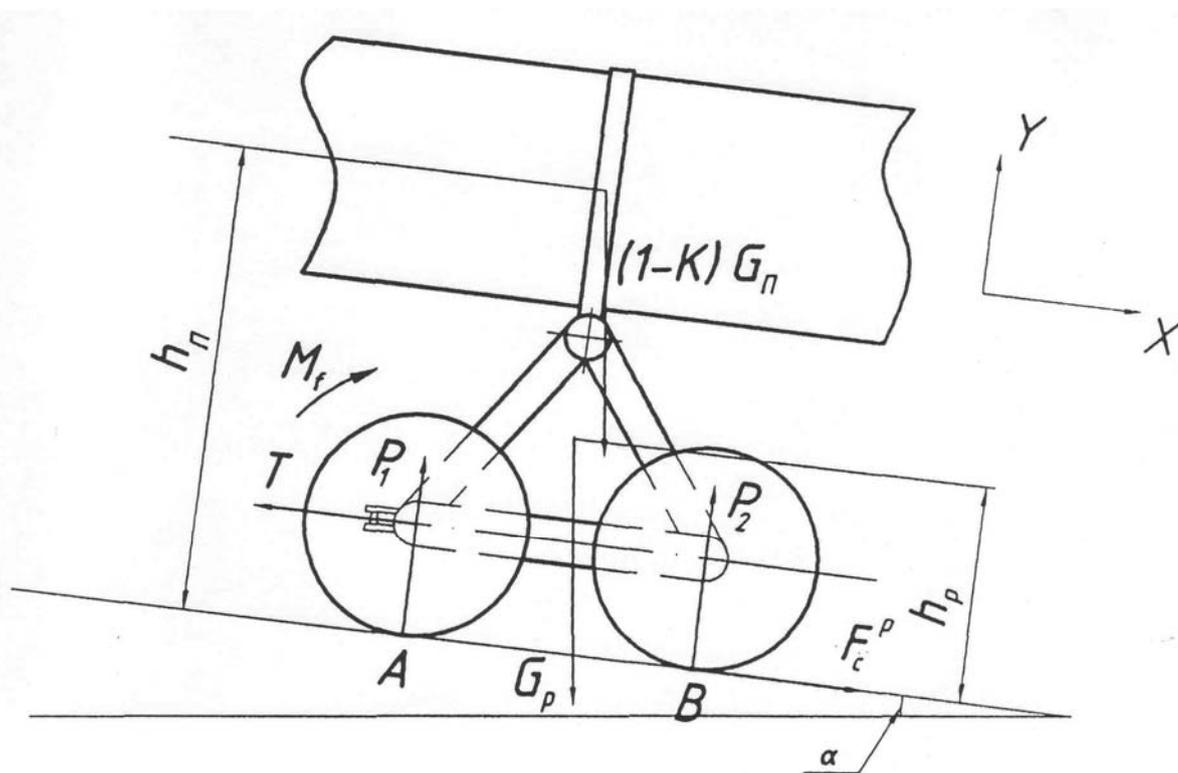


Рисунок 4.2 Схема сил и моментов действующих на роспуск в продольной плоскости

Исходные данные для расчетов приведены в таблице 2.

Из условия равновесия роспуска

$$\sum Y = P_1 - P_2 - G_p \cos(\alpha) - (1 - K) G_{II} \cos(\alpha) = 0.$$

Отсюда

$$P_1 + P_2 = [G_p + (1 - K) G_{II}] \cos(\alpha). \quad (4.1)$$

Тогда

$$M_f = (P_1 + P_2) f_p r_d = [G_p + (1 - K) G_{II}] \cos(\alpha) f_p r_d. \quad (4.2)$$

$$F_C^P = (P_1 + P_2) f_p = [G_p + (1 - K) G_{II}] \cos(\alpha) f_p. \quad (4.3)$$

Проектируем все силы на ось X.

$$\sum X = F_C^P + G_P \sin(\alpha) + (1-K)G_{II} \sin(\alpha) - T = 0.$$

Отсюда

$$T = F_C^P + G_P \sin(\alpha) + (1-K)G_{II} \sin(\alpha). \quad (4.4)$$

Подставим в уравнение (4.4) вместо силы  $F_C^P$  ее выражение (4.3)

$$T = [G_P + (1-K)G_{II}] \cos(\alpha) f_p + G_P \sin(\alpha) + (1-K)G_{II} \sin(\alpha) \quad (4.5)$$

Легко заметить, что при  $\alpha = 0$  получится уравнение (3.2), используемое ранее.

Из условия равновесия роспуска

$$\sum M_A = P_2(2r_k + l_k) - M_f - [G_P + (1-K)G_{II}] \cos(\alpha) \frac{(2r_k + l_k)}{2} - (1-K)G_{II} \sin(\alpha) h_{II} - G_P \sin(\alpha) h_P + T r_D = 0,$$

где  $r_k$  – свободный радиус колеса, м;

$l_k$  – расстояние между колесами,  $l_k = 0,2 - 0,3$  м;

Из последнего уравнения определяется  $P_2$

$$P_2 = \left[ M_f + [G_P + (1-K)G_{II}] \cos(\alpha) \frac{(2r_k + l_k)}{2} + (1-K)G_{II} \sin(\alpha) h_{II} + G_P \sin(\alpha) h_P - T r_D \right] \times (2r_k + l_k)^{-1} \quad (4.6)$$

Из уравнения (4.1)

$$P_1 = [G_P + (1-K)G_{II}] \cos(\alpha) - P_2. \quad (4.7)$$

Отбросим колеса, а их действие на балансиры заменим реакциями связи (рисунок 4.3)

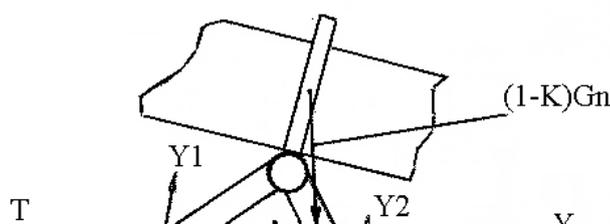


Рисунок 4.3 Схема сил, действующих на балансиры в продольной плоскости

На полуоси от колес левого и правого борта действуют в продольной плоскости реакции  $Y_1, Y_2, S_1, S_2$ , которые определяются по формулам

$$Y_1 = P_1 - 2G_K \cos(\alpha); \quad (4.8)$$

$$Y_2 = P_2 - 2G_K \cos(\alpha); \quad (4.9)$$

$$S_1 = Y_1 f_P + 2G_K (f_P \cos(\alpha) + \sin(\alpha)); \quad (4.10)$$

$$S_2 = Y_2 f_P + 2G_K (f_P \cos(\alpha) + \sin(\alpha)). \quad (4.11)$$

Наиболее нагруженными являются задние полуоси (на которые действуют в продольной плоскости реакций  $Y_2, S_2$ ).

Для определения сил и моментов, действующих на полуоси в поперечной плоскости, определим предельный угол поперечного наклона транспортной системы из условия поперечной устойчивости ее против опрокидывания.

Наименее устойчивым звеном рассматриваемой транспортной системы является роспуск. Поэтому в курсовом проекте выполняется расчет поперечной устойчивости роспуска.

Поперечная устойчивость против опрокидывания характеризуется предельным углом поперечного наклона  $\beta$ , при котором начинается отрыв колес от опорной поверхности. В качестве расчетного случая принимается прямолинейное движение роспуска по склону (рисунок 4.4).

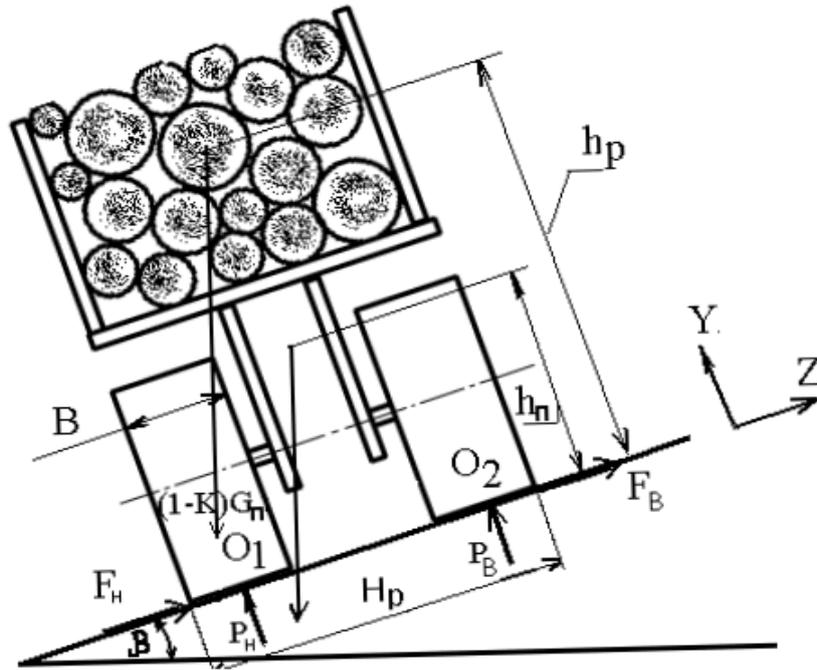


Рисунок 4.4 Схема для расчета поперечной устойчивости роспуска

На рисунке 4.4 приняты следующие обозначения:

$P_B, P_H$  – нормальные реакции грунта на верхние и нижние колеса соответственно, Н;

$F_B, F_H$  – поперечные касательные реакции грунта на верхние и нижние колеса соответственно, Н.

Рассмотрим равновесие роспуска. В момент начала отрыва верхних колес от поверхности земли  $P_B=0$ , следовательно  $F_B=0$ .

Сумма моментов всех сил относительно точки  $O_1$  определяется по формуле

$$\sum M_{O_1} = G_p \cos(\beta) \frac{H_p - B}{2} - G_p \sin(\beta) h_p + (1 - K) G_{II} \cos(\beta) \frac{H_p - B}{2} - (1 - K) G_{II} \sin(\beta) h_{II} = 0.$$

Разделим обе части последнего уравнения на  $\cos(\beta)$  и выполним преобразования

$$\operatorname{tg}(\beta) [G_p h_p + (1 - K) G_{II} h_{II}] = [G_p + (1 - K) G_{II}] \frac{H_p - B}{2}.$$

Из этого уравнения

$$\beta = \operatorname{arctg} \left[ \frac{[G_p + (1 - K) G_{II}] \frac{H_p - B}{2}}{[G_p h_p + (1 - K) G_{II} h_{II}]} \right]. \quad (4.12)$$

Определим поперечную касательную реакцию грунта  $F_H$ , рассмотрим равновесие роспуска при найденном угле  $\beta$ , когда  $P_B = 0$  и  $F_B = 0$ .

$$\sum Z = F_H - G_P \sin(\beta) - (1 - K)G_H \sin(\beta) = 0. \quad (4.13)$$

$$F_H = [G_P + (1 - K)G_H] \sin(\beta). \quad (4.14)$$

Перенесем реакцию  $F_H$  параллельно к полуосям нижнего балансира и разложим ее на две составляющие  $F_1$  и  $F_2$

$$F_H = F_1 + F_2 \quad (4.15)$$

При параллельном переносе возникают изгибающие моменты в поперечной плоскости, действующие на полуоси балансира

$$M_H = F_H r_d = (F_1 + F_2)r_d = F_1 r_d + F_2 r_d. \quad (4.16)$$

Т.е. полуоси будут испытывать от поперечных реакций изгиб и сжатие.

При определении поперечных реакций  $F_1$  и  $F_2$  принимается, что они пропорциональны нормальным реакциям  $Y_1$  и  $Y_2$

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{Y_2}{Y_1}. \quad (4.17)$$

Из этого уравнения

$$F_2 = F_1 \frac{Y_2}{Y_1}. \quad (4.18)$$

Из уравнения (4.15)

$$F_1 = F_H - F_2 \quad (4.19)$$

Подставим (4.19) в (4.18)

$$F_2 = (F_H - F_2) \frac{Y_2}{Y_1}. \quad (4.20)$$

Из последнего уравнения

$$F_2 = \frac{Y_2}{Y_1 + Y_2} F_H. \quad (4.21)$$

Подставим в уравнение (4.21) вместо  $Y_1$ ,  $Y_2$  и  $F_H$  их выражения (4.8), (4.9) и (4.14)

$$F_2 = \frac{P_2 - 2G_K \cos(\beta)}{P_1 + P_2 - 4G_K \cos(\alpha)} [G_P + (1 - K)G_H] \sin(\beta). \quad (4.22)$$

При найденном угле  $\beta$  вся нагрузка приходится на ходовую часть нижнего борта, т.е. в данном случае реакции  $Y_1$ ,  $Y_2$ ,  $S_1$  и  $S_2$  — это реакции

со стороны нижних колес на полуоси нижнего балансира. Очевидно, что наиболее нагруженной полуосью будет полуось заднего колеса нижнего борта. Она нагружена силами  $Y_2$ ,  $S_2$ ,  $F_2$  и изгибающим моментом, равным

$$M = F_2 \cdot r_d \quad (4.23)$$

Для упрощения расчетов допускаем, что при установке на полуось двух подшипников нагрузка, передаваемая на полуось в продольной плоскости через каждый подшипник, составит  $Y_2/2$  и  $S_2/2$  (рисунок 4.5) и приложена на середине подшипников.

Студент строит эпюры изгибающих моментов по длине полуоси и выполняет прочностные расчеты полуоси в характерных сечениях. Например, в сечении А–А будут возникать следующие изгибающие моменты и напряжения:

в продольной горизонтальной плоскости

$$M_1 = \frac{S_2}{2} a, \quad (4.24)$$

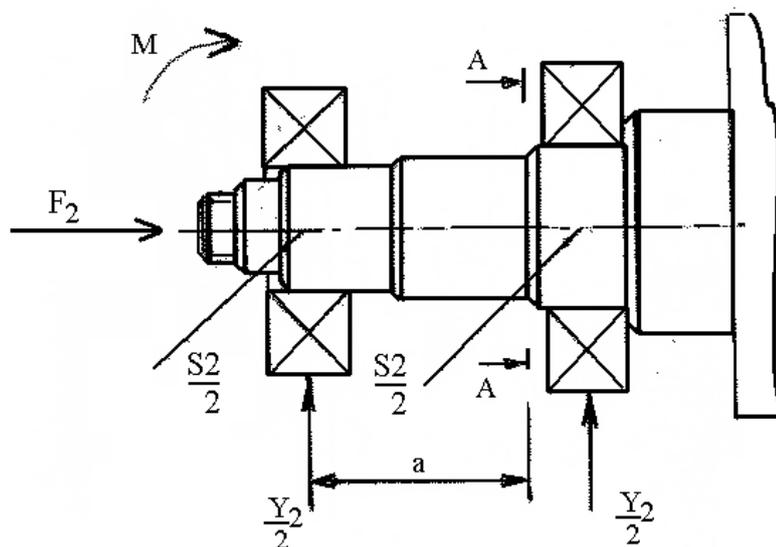


Рисунок 4.5. Схема сил и моментов, действующих на наиболее нагруженную полуось

в поперечной вертикальной плоскости

$$M_2 = \frac{Y_2}{2} a + M. \quad (4.25)$$

Результирующий изгибающий момент

$$M_{изг} = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}. \quad (4.26)$$

Нормальное напряжение от  $M_{изг}$

$$\sigma_1 = \frac{M_{изг}}{W} K_D, \quad (4.27)$$

где  $K_D$  – коэффициент, учитывающий динамические нагрузки,  $K_D=1,2$ ;  
 $W$  – момент сопротивления при изгибе,  $m^3$ ;

$$W = 0,1 \cdot d^3,$$

где  $d$  – диаметр полуоси в расчетном сечении (студентом принимается),  
м.

Напряжение от сжимающей силы  $F_2$

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{F} K_D, \quad (4.28)$$

где  $F$  – площадь сечения,  $m^2$ .

$$F = \frac{\pi d^2}{4}.$$

Результирующее напряжение

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2. \quad (4.29)$$

Далее определяется коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma}, \quad (4.30)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала, Па.

Рекомендуемый коэффициент запаса прочности

$$n = (1,5 - 2,5) \quad (4.31)$$

Если принятые размеры сечений отвечают требованиям прочности ( $n = (1,5 - 2,5)$ ), то студент подбирает и рассчитывает подшипники.

Расчет подшипников обычно производят по критерию динамической грузоподъемности  $S_{тр}$ . Проверочный расчет выполняют на долговечность.

Поскольку при движении роспуска возникают, как правило, радиальные и осевые нагрузки, то целесообразно применять роликовые конические однорядные радиально – упорные подшипники. На подшипники действуют в продольной плоскости максимальные силы  $Y_2/2$  и  $S_2/2$ , результирующая которых (максимальная радиальная сила) определяется по формуле

$$F_{r_{max}} = \sqrt{\left(\frac{Y_2}{Y}\right)^2 + \left(\frac{S_2}{2}\right)^2}. \quad (4.32)$$

На подшипники действует также внешняя максимальная осевая нагрузка  $F_2$ , определяемая по формуле (4.22).

Учитывая, что подшипники работают при переменных режимах нагружения необходимо определить эквивалентные радиальные и осевые нагрузки [5], которые находятся по формулам

$$F_r = K_E F_{r \max}, \quad (4.33)$$

$$F_0 = K_E F_2, \quad (4.34)$$

где  $K_E$  – коэффициент эквивалентности, для транспортных машин  $K_E = 0,56$  [5].

Кроме того, при установке радиально- упорных подшипников осевые силы, нагружающие подшипники, находят с учетом осевых составляющих  $S_0$  от действия радиальных сил  $F_r$

$$S_0 = 0,83 \cdot e \cdot F_r,$$

где  $e$  – коэффициент осевого нагружения, принимается по характеристике подшипника или рассчитывается по известным формулам [6].

С учетом составляющих  $S_0$  осевая нагрузка определится по формуле

$$F_A = F_0 + S_0 = F_0 + 0,83 e F_r. \quad (4.35)$$

Приведенная нагрузка находится по формуле

$$P_E = (X V_E F_r + Y F_A) K_\sigma K_T, \quad (4.36)$$

где  $X$  и  $Y$  – коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузок;

$V_E$  – коэффициент вращения,  $V_E = 1,2$  при вращении наружного кольца;

$K_\sigma$  - коэффициент безопасности, учитывающий влияние на долговечность подшипников характера внешних нагрузок;

$K_T$  – температурный коэффициент;

При

$$\frac{F_A}{V_E F_r} \leq e \quad (4.37)$$

принимают  $X=1$ ,  $Y=0$ .

При

$$\frac{F_A}{V_E F_r} > e \quad (4.38)$$

принимают  $X = 0,4$ , а  $Y$  из характеристики подшипника или рассчитывают по известным формулам [6]. Требуемая динамическая грузоподъемность подшипников определяется по формуле

$$C_{TP} = P_E^{3,33} \sqrt[3]{L_h n \frac{60}{10^6}}, \quad (4.39)$$

где  $L_h$  – требуемая долговечность, ч;  
 $n$  – частота вращения кольца подшипника, об/мин;

$$n = \frac{30V}{\pi r_d}, \quad (4.40)$$

где  $V$  – скорость движения транспортной системы, м/с;  
 Необходимым условием является

$$C_{TP} \leq C_r \quad (4.41)$$

где  $C_r$  – динамическая грузоподъемность подшипника, принимая из его характеристик, Н;

После этого выполняется проверочный расчет подшипников на долговечность

$$L_{h0} = \left( \frac{C_r}{P_E} \right)^{3,33}, \quad (4.42)$$

$$L_{hr} = \frac{10^6 L_{h0}}{60n}, \quad (4.43)$$

где  $L_{h0}$  – долговечность, млн. об.;  
 $L_{hr}$  – долговечность, ч;  
 При  $L_{hr} \geq L_h$  подшипник пригоден

## 4.2 Порядок выполнения расчетов

Исходные данные для расчетов принимаются по табл. 1 и табл. 2.

4.2.1. Определяют момент сопротивления качению колес  $M_f$  и технологическую силу  $T$  по формулам (4.2) и (4.5).

4.2.2. Определяют нормальные реакции грунта  $P_1$  и  $P_2$  на колеса по формулам (4.6) и (4.7) и реакции  $Y_1, Y_2, S_1$  и  $S_2$  по формулам (4.8) – (4.11).

4.2.3. Определяют предельный угол  $\beta$  поперечного наклона транспортной системы по формуле (4.12).

4.2.4. Определяют поперечную касательную реакцию  $F_2$  грунта на колесо и изгибающий момент  $M$  по формулам (4.22) и (4.23).

4.2.5. Строят эпюры изгибающих моментов по длине полуоси и выполняют прочностные расчеты полуоси в характерных сечениях по формулам (4.24)–(4.30).

Таблица 2 Исходные данные для расчетов роспуска

Обозначение параметра	Единица измерения	ВАРИАНТ									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$r_K$	м	0.82	0.80	0.78	0.75	0.73	0.71	0.69	0.67	0.65	0.63
$r_D$	м	0.78	0.76	0.74	0.72	0.70	0.68	0.66	0.64	0.62	0.60
$H$	м	0.48	0.46	0.45	0.43	0.42	0.41	0.39	0.38	0.36	0.35
$B$	м	0.68	0.66	0.64	0.62	0.60	0.58	0.56	0.54	0.52	0.50
$G_K$	Н	2400	2300	2200	2100	2000	1900	1800	1700	1600	1500
$n_p$	м	3.0	2.9	2.8	2.7	2.6	2.5	2.4	2.3	2.2	2.1
$n_{II}$	М	2.00	1.98	1.94	1.90	1.86	1.82	1.78	1.74	1.70	1.66
$h_p$	М	1.24	1.20	1.17	1.14	1.10	1.07	1.04	1.00	0.98	0.95
$h_{II}$	М	2.7	2.65	2.60	2.55	2.45	2.37	2.28	2.20	2.10	2.00

Примечание:  $H$  – полная высота профиля шины;  $B$  – ширина профиля шины.

4.2.6. По найденным диаметрам полуоси предварительно подбирают роликовые конические однорядные радиально-упорные подшипники и выписывают их следующие характеристики:  $C_r$ ,  $e$ ,  $Y$ . Также в расчетах принимаются следующие значения исходных данных:  $K_T = 1$ ;  $K_\sigma = 1, 2$ ;  $L_h = 10000$  ч;  $V = 1,4$  м/с.

4.2.7. Определяют эквивалентные радиальные и осевые силы по формулам (4.32)–(4.34).

4.2.8. Определяют осевую силу  $F_A$  по формуле (4.35).

4.2.9. Для обоих подшипников определяют коэффициенты  $X$  и  $Y$  используя неравенства (4.37) и (4.38).

4.2.10. Определяют приведенную нагрузку по формуле (4.36).

4.2.11. Рассчитывают частоту вращения кольца подшипника по формуле (4.40) и определяют требуемую динамическую грузоподъемность подшипников по формуле (4.39).

4.2.12. При соблюдении условия (4.41) производят проверочный расчет подшипников на долговечность по формулам (4.42) и (4.43). Далее оценивают пригодность подшипников по условию  $L_{hr} \geq L_h$ .

Подобрав подшипники, студент приступает к конструированию роспуска.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. – М.: Колос, 1972. –384 с.
2. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности “Автомобили и автомобильное хозяйство”. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
3. Коломак М.Я., Зырянов В.Н. Теория и конструкция лесных колесных и гусеничных машин. Методические указания к курсовому проектированию для студентов специальности 1704. –Екатеринбург: УЛТИ, 1992. – 42с.
4. Баринов К.Н., Александров В.А. Проектирование лесопромышленного оборудования. Компоновка лесных машин: Учебное пособие. – Л.: ЛТА, 1985. –64с.
5. Дунаев П.Ф. Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для машиностроительных специальностей вузов. – М.: Высшая школа. 1985. – 416с.
6. Кудрявцев В.Н. и др. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. –Л.: Машиностроение, 1984. –400 с.