

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Курганский государственный университет»

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ГЛАВНОГО ФРИКЦИОНА

Методические указания
к выполнению лабораторных работ
по дисциплине «Проектирование транспортных средств
специального назначения»
для студентов специальности 23.05.02
направление подготовки «Транспортные средства специального назначения»

Курган 2020

Кафедра: «Гусеничные машины и прикладная механика»

Дисциплина: «Проектирование транспортных средств специального назначения»

Составил: канд. техн. наук, доцент А. С. Хомичев

Утверждены на заседании кафедры «14» ноября 2019 г.

Рекомендованы методическим советом университета «14» марта 2020 г.

Введение

Совершенствование учебного процесса подготовки инженеров-конструкторов на современном уровне развития науки и техники должно сопровождаться дальнейшим расширением объема самостоятельной работы студентов.

Самостоятельно решение контрольных примеров расчета конструкций представляет собой весьма эффективную форму освоения и закрепления знаний по курсам: «Конструкция транспортных средств специального назначения» и «Системы автоматизированного проектирования».

Методические указания к практическим занятиям построены на базе методологии проектирования машин (системный подход), учебной литературы по конструированию и расчету гусеничных машин, по деталям машин и автоматизации проектирования технических устройств.

Целью выполнения практических занятий является определение расчетным путем нагруженности главного фрикциона на различных режимах движения машины, а также его конструктивных параметров – дисков трения и нажимных пружин.

Методические указания содержат методики автоматизированного расчета и информационное обеспечение, приводятся контрольные примеры.

Методика автоматизированного проектного расчета главного фрикциона может быть использована в курсовом, дипломном проектировании и при выполнении учебно-исследовательской работы.

1 Содержание практических занятий

Основные исходные данные (масса и параметры машины, ее тяговая характеристика) берутся каждым студентом в соответствии с вариантом задания из курсового проекта «Тяговый расчет прямолинейного движения гусеничной машины». Остальные данные, характеризующие конструкцию и режимы работы главного фрикциона, берутся из информационного обеспечения, приведенного в настоящих методических указаниях.

Данные, характеризующие конструкцию и режимы работы проектируемого главного фрикциона, принято разделять на следующие виды (таблица 1.1):

- показатели эффективности, которые определяют количественную оценку соответствия конструкции целевому назначению;
- выходные параметры (показатели работоспособности), по которым судят о правильности функционирования;
- внешние параметры, которые являются характеристикой внешней среды, оказывающие влияние на функционирование;
- внутренние параметры, которые характеризуют элементы системы.

Расчетная схема главного фрикциона приведена на рисунке 1.1.

Таблица 1.1 – Исходные данные для расчета

Параметры	Обозначение	Единица измерения
Показатели эффективности		
Коэффициент запаса буксующего фрикциона	$\beta_{ск}$	–
Технический ресурс	S	км
Усилие на педали управления главного фрикциона	$P_{п}$	Н
Масса комплекта дисков трения	$M_{д}$	кг
Выходные параметры		
Удельное давление на поверхностях трения дисков	q	МПа
Удельная работа буксования за одно включение	$L_{уд}$	Дж/мм ²
Приращение максимальной температуры поверхности трения дисков за одно включение	Δt_{max}	°С
Суммарный износ пары поверхностей трения за технический ресурс	u_{Σ}	мкм
Сила пружин при включенном главном фрикционе	$P_{с1}$	Н
Внешние параметры		
Масса машины	M	кг
Колея машины	B	м
- тяговая характеристика		
Скорость движения на передаче	V	км/ч
Удельная сила тяги при максимальном крутящем моменте	f_M	–
Удельная сила тяги при максимальной мощности	f_N	–
Суммарный коэффициент сопротивления прямолинейному движению	f	–
Единичная работа буксования главного фрикциона при трогании с места и переключении передач в эксплуатационных условиях	L_P	Дж/кг·км
Максимальный крутящий момент двигателя	M_{max}	Н·м
Частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальном крутящем моменте	n_M	об/мин
Момент инерции подвижных частей двигателя	$J_{д}$	кг·м ²
Передаточное число на ступени трансмиссии	u	–
КПД трансмиссии и ходовой части ступени коробки передач, на которой производится трогание с места	η	–
Шаг гусеницы	$t_{г}$	мм
Число зубьев ведущего колеса	$Z_{вк}$	–
Коэффициент условного приращения массы на передаче, с которой производится трогание с места	δ_0	–
Внутренние параметры		
Наружный диаметр диска трения	D_H	мм
Внутренний диаметр диска трения	D_B	мм
Число пар поверхностей трения	z	–
Толщина стального диска	$S_{д}$	мм
Коэффициент трения-скольжения фрикционных материалов	$\mu_{ск}$	–
Удельная теплоемкость	C	Дж/кг·К
Удельная теплопроводность	λ	Вт/м·К
Плотность	ρ	кг/м ³
Коэффициент износа	K_u	1/МПа
Ход педали управления	$S_{п}$	мм
Зазор между трущимися поверхностями, необходимый для «чистого» выключения фрикциона	$\delta_{д}$	мм

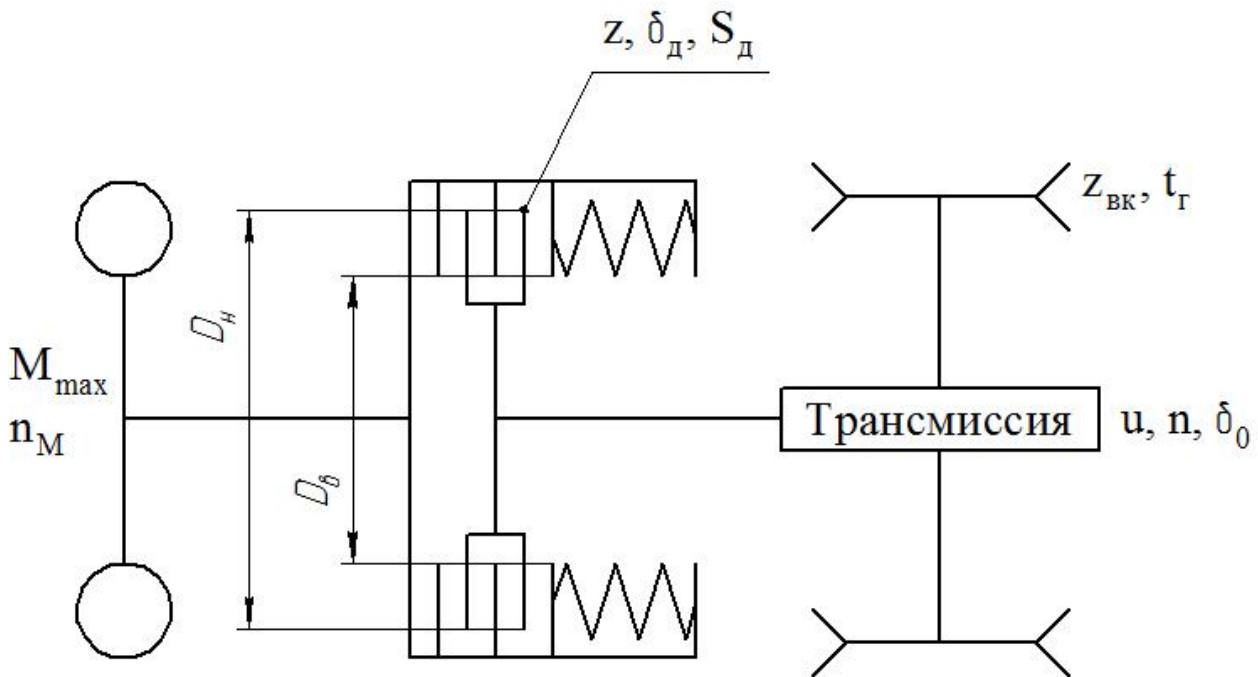


Рисунок 1.1 – Расчетная схема главного фрикциона

2 Методика расчета нагруженности главного фрикциона

2.1 Расчет режимов движения машины

С целью определения единичной работы буксования главного фрикциона гусеничной машины необходимо рассчитать величины относительного пути движения на передачах, которые могут быть найдены на основании данных о режимах движения машины. Методика расчета режимов движения машины разработана на основе методики, приведенной в работе [1].

Режимы движения машины определяются из рассмотрения системы местность-машина по характеристикам дорожно-грунтовых условий и машины. При этом принимается, что машина движется во всех дорожных условиях с наибольшей скоростью с учетом ограничений по заносу и подрессориванию.

Определение расчетной силы тяжести

$$G_p = M \cdot g$$

Определение коэффициента силы тяжести

$$K_G = \frac{G_T}{G_p}$$

Расчетные удельные силы тяги

$$f_{pMn} = K_G \cdot f_{Mn}, \quad f_{pNn} = K_G \cdot f_{Nn}$$

Расчетный коэффициент сопротивления движению

$$f_{pi} = K_f \cdot f_{oi},$$

где $K_f = 1$ – коэффициент приведения сил сопротивления движению.

Критическая скорость машины по заносу

$$V_{11} = 3,6 \cdot (1 + q_K \cdot B \cdot K_{11}) \cdot \sqrt{\frac{g \cdot Ms(\mu_{max})}{K_{11}}},$$

где $K_{11} = 0,1$;

$Ms(\mu_{max}) = 0,645$ – математическое ожидание коэффициента сопротивления повороту [5].

Вычисления начинаются с высшей передачи. Для рассчитываемой передачи принимается из исходных данных для расчета: $V_n = V_{(n-1)}$

Расчетный коэффициент сопротивления движению при переключении передач принимается равным расчетной удельной силе тяги:

$$f_{pn} = f_{PMn}$$

Определение интервала функции распределения коэффициента сопротивления движению по пути, в который попадает f_{pn} :

$$f_{0i} < f_{pn} < f_{0(i+1)}$$

Значение функции распределения скорости движения по тяговым свойствам машины определяется по формуле:

$$F_S(V_{fn}) = F_S(f_{0i}) + \frac{f_{pn} - f_{0i}}{f_{0(i+1)} - f_{0i}} \cdot [F_S(f_{0(i+1)}) - F_S(f_{0i})]$$

Критическая кривизна по заносу машины определяется, если $V_n \geq V_{11}$

$$K_{крп} = \frac{3,6^2 \cdot g \cdot M_S(\mu_{max})}{V_n^2}$$

Определение интервала функции распределения кривизны по пути, в который попадает $K_{крп}$:

$$K_i < K_{крп} < K_{(i+1)}$$

Значение функции распределения скорости движения при ограничении по заносу определяется по формуле:

$$F_S(V_{kn}) = F_S(K_i) + \frac{K_{крп} - K_i}{K_{(i+1)} - K_i} \cdot [F_S(K_{(i+1)}) - F_S(K_i)]$$

В том случае, если $V_i \leq V_{11}$ $F_S(V_k) = 1$

Определение интервала скоростной характеристики системы поддрессоривания, в который попадает V_i :

$$V^*_i < V_n < V^*_{(i+1)}$$

Определение высоты продольной неровности:

$$h_n = h_i^* + \frac{V_n - V_i^*}{V^*_{i+1} - V_i^*} \cdot (h_{i+1}^* - h_i^*)$$

Определение интервала функции распределения высоты неровностей по пути, в который попадает h_n :

$$h_i < h_n < h_{(i+1)}$$

Значение функции распределения скорости движения при ограничении по системе поддрессоривания определяется по формуле:

$$F_S(V_{hn}) = F_S(h_i) + \frac{h_n - h_i}{h_{(i+1)} - h_i} \cdot [F_S(h_{(i+1)}) - F_S(h_i)]$$

Значение функции распределения скорости движения с учетом ограничений:

$$F_S(V_n) = F_S(V_{fn}) \cdot F_S(V_{kn}) \cdot F_S(V_{hi})$$

Определение относительного пути движения на высшей передаче:

$$\alpha_{Sn} = F_S(V_n)$$

Определение относительного пути движения на остальных передачах (кроме первой):

$$\alpha_{Sn} = F_S(V_{n-1}) - F_S(V_n)$$

Определение относительного пути движения на первой передаче:

$$\alpha_{S1} = 1 - F_S(V_2)$$

2.2 Расчет единичной работы буксования

Для определения единичной работы буксования главного фрикциона составлена методика, основанная на методике определения нагруженности главного фрикциона [1]. Расчет позволяет определить:

- количество включений главного фрикциона при переключении передач на единицу пути;
- работу буксования при трогании с места и переключении передач;
- единичную работу буксования главного фрикциона.

Момент трения главного фрикциона определяется по формуле:

$$M_{\phi} = M_{max} \cdot \beta_{ск}$$

2.2.1 Расчет работы буксования на режимах трогания с места

Определение расчетного коэффициента сопротивления движению:

$$f_{тр} = K_f \cdot f_T,$$

где $K_f = 1$ – коэффициент приведения сил сопротивления движению.

Момент сопротивления движению машины, приведенный к ведомым дискам главного фрикциона, определяется по формуле:

$$M_c = \frac{G_p \cdot f_{тр} \cdot z_{вк} \cdot t_{г} \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot u \cdot \eta_M}$$

Работа буксования для первого периода включения главного фрикциона определяется по формуле:

$$L_1 = \frac{\pi \cdot M_c \cdot n_M \cdot \tau_1}{60}$$

Коэффициент условного приращения массы машины при включении главного фрикциона:

$$\delta_0 = 1,258 + 0,0005 \cdot u_n^2$$

Момент инерции движущихся деталей машины, приведенный к ведомому валу главного фрикциона, определяется по формуле:

$$J_M = \delta_0 \cdot M \cdot \left(\frac{z_{вк} \cdot t_{г} \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot u} \right)^2$$

Продолжительность второго периода буксования:

$$\tau_2 = \frac{0,8 \cdot \pi \cdot n_M \cdot J_D \cdot J_M}{15 \cdot \left(M_{\phi} \cdot (J_D + J_M) + M_c \cdot \left(\frac{\beta_{ск}-1}{\beta_{ск}} \cdot J_M - J_D \right) \right)}$$

Работа буксования для второго периода включения главного фрикциона определяется по формуле:

$$L_2 = \frac{\pi \cdot n_M}{60} \cdot (M_c + M_{\phi}) \cdot \tau_2 - (M_{\phi} - M_c) \cdot (3 \cdot M_{\phi} + M_c) \cdot \frac{\tau_2^2}{24 \cdot J_M}$$

Частота вращения ведомых дисков в конце второго периода буксования:

$$n_2 = \frac{15 \cdot (M_{\phi} - M_c)}{\pi \cdot J_M} \cdot \tau_2$$

Работа буксования для третьего периода включения главного фрикциона определяется по формуле:

$$L_3 = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot (n_M - n_2)^2}{60 \cdot \left(\frac{1}{J_D} \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta_{ск}} \right) + \frac{1}{J_M} \cdot \left(1 - \frac{M_c}{M_{\phi}} \right) \right)}$$

Суммарная работа буксования за одно включение главного фрикциона:

$$L_3 = L_1 + L_2 + L_3$$

2.2.2 Расчет работы буксования на режимах переключения передач

Расчеты начинаются с высшей передачи, для которой определяется работа буксования при переключении на нее с передачи на ступень ниже, т. е. при переключении «вверх».

Определение коэффициента условного приращения массы при переключении передачи:

$$\delta_{\Pi(n-1)}^n = 1,258 + 0,0005 \cdot \left(\frac{u_{n-1}^2 + u_n^2}{3} \right)$$

Частота вращения ведомых частей главного фрикциона в начале буксования:

$$n_{\text{вм}(n-1)}^n = n_N \frac{u_n}{u_{n-1}} \cdot \left(1 - \frac{9,81 \cdot 3,6 \cdot 10^6 \cdot f_{\Pi(n-1)}^n \cdot t_{\Pi} \cdot u_{n-1}}{60 \cdot \delta_{\Pi(n-1)}^n \cdot z_{\text{вк}} \cdot t_{\Gamma} \cdot n_N} \right)$$

Момент сопротивления движению машины, приведенный к ведомому валу фрикциона, определяется по формуле:

$$M_{\text{сн}} = \frac{G_p \cdot f_{\Pi(n-1)}^n \cdot z_{\text{вк}} \cdot t_{\Gamma} \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot u_n \cdot \eta_{Mn}}$$

Коэффициент условного приращения массы машины при включении главного фрикциона:

$$\delta_{0n} = 1,258 + 0,0005 \cdot u_n^2$$

Момент инерции движущихся деталей машины, приведенный к ведомому валу главного фрикциона, определяется по формуле:

$$J_{\text{мпн}} = \delta_{0n} \cdot M \cdot \left(\frac{z_{\text{вк}} \cdot t_{\Gamma} \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot u_n} \right)^2$$

Далее производится сравнение частоты вращения ведомых частей главного фрикциона в начале буксования и частоты вращения ведущих частей:

1) если $n_{\text{вм}} > n_M$, расчет работы буксования производится по формуле:

$$L_{\Pi(n-1)}^n = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot (n_{\text{вм}(n-1)}^n - n_M)^2}{60^2 \cdot \left(\frac{1}{J_d} \cdot \left(1 + \frac{1}{\beta_{\text{ск}}} \right) + \frac{1}{J_M} \cdot \left(1 + \frac{M_{\text{сн}}}{M_{\Phi}} \right) \right)}$$

2) если $n_{\text{вм}} < n_M$, расчет работы буксования производится по формуле:

$$L_{\Pi(n-1)}^n = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot (n_M - n_{\text{вм}(n-1)}^n)^2}{60^2 \cdot \left(\frac{1}{J_d} \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta_{\text{ск}}} \right) + \frac{1}{J_M} \cdot \left(1 - \frac{M_{\text{сн}}}{M_{\Phi}} \right) \right)}$$

Расчет работы буксования при переключении «вниз».

Определение частоты вращения ведомых частей главного фрикциона в начале буксования:

$$n_{\text{вм}n}^{n-1} = n_M \frac{u_{n-1}}{u_n} \cdot \left(1 - \frac{9,81 \cdot 3,6 \cdot 10^6 \cdot f_{\Pi n}^{n-1} \cdot t_{\Pi} \cdot u_n}{60 \cdot \delta_{\Pi(n-1)}^n \cdot z_{\text{вк}} \cdot t_{\Gamma} \cdot n_M} \right)$$

Момент сопротивления движению машины, приведенный к ведомым дискам главного фрикциона, определяется по формуле:

$$M_{\text{с}(n-1)} = \frac{G_p \cdot f_{\Pi n}^{n-1} \cdot z_{\text{вк}} \cdot t_{\Gamma} \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot u_{n-1} \cdot \eta_{M(n-1)}}$$

Коэффициент условного приращения массы машины при включении главного фрикциона:

$$\delta_{0(n-1)} = 1,258 + 0,0005 \cdot u_{n-1}^2$$

Момент инерции движущихся деталей машины, приведенный к ведомому валу главного фрикциона, определяется по формуле:

$$J_{M(n-1)} = \delta_{0(n-1)} \cdot M \cdot \left(\frac{z_{BK} \cdot t_r \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot u_{n-1}} \right)^2$$

Далее производится сравнение частоты вращения ведомых частей главного фрикциона в начале буксования и частоты вращения ведущих частей:

1) если $n_{BM} > n_M$, расчет работы буксования производится по формуле:

$$L_{пн}^{n-1} = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot (n_{BM}^{n-1} - n_M)^2}{60^2 \cdot \left(\frac{1}{J_d} \cdot \left(1 + \frac{1}{\beta_{CK}} \right) + \frac{1}{J_{M(n-1)}} \cdot \left(1 + \frac{M_{C(n-1)}}{M_\phi} \right) \right)}$$

2) если $n_{BM} < n_M$, расчет работы буксования производится по формуле:

$$L_{пн}^{n-1} = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot (n_M - n_{BM}^{n-1})^2}{60^2 \cdot \left(\frac{1}{J_d} \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta_{CK}} \right) + \frac{1}{J_M} \cdot \left(1 - \frac{M_{C(n-1)}}{M_\phi} \right) \right)}$$

Среднее число включений передач на единицу пути определяется по формуле:

$$P_{cp} = 0,5 \cdot (n - 1)$$

Коэффициент приведения к среднему количеству включений передач на единицу пути определяется по формуле:

$$K_2 = \frac{P_{cp}}{\alpha_{S1} + 2 \cdot \sum_{j=2}^n \alpha_{Sj}}$$

Количество включений высшей передачи:

$$P_n = K_2 \cdot \alpha_{Sn}$$

Количество включений остальных передач:

$$P_n = K_2 \cdot \left(1 + \frac{\alpha_{S(n+1)}}{\alpha_{Sn}} \right) \cdot \alpha_{Sn}$$

Количество переключений передач:

1) на высшую передачу:

$$P_{n-1}^n = P_n^{n-1} = P_n$$

2) на остальные передачи, кроме первой:

$$P_{n-1}^n = P_n - P_n^{n+1}$$

Количество переключений с первой на вторую передачу:

$$P_1^2 = P_2 - P_2^3 - \sum_{j=1}^n P_{Tj}$$

Определение единичной работы буксования производится по формуле:

$$L_0 = \frac{1}{M} \cdot \left[\sum_{j=1}^n L_{Tj} \cdot P_{Tj} + \sum_{j=2}^n P_{j-1}^j \cdot (L_{n(j-1)}^j + L_{nj}^{j-1}) \right]$$

3 Методика расчета оптимальных параметров дисков трения главного фрикциона

В конструкциях главных фрикционов современных гусеничных машин для пар трения применяются следующие материалы: сталь по стали, сталь по металлокерамике, сталь по асбестовым накладкам. Сталь по металлокерамике, как правило, работает в масле, остальные пары трения – всухую.

Размеры металлокерамических и стальных дисков выбираются по информационному обеспечению, асбестовые фрикционные накладки – по ГОСТ 1786-95. Наибольшее число пар поверхностей трения выбирается в зависимости от вида трения и материалов дисков трения.

Методика автоматизированного проектного расчета оптимальных параметров дисков трения построена на основе учета следующих показателей работоспособности и эффективности главного фрикциона:

- удельного давления на поверхностях трения;
- удельной работы буксования за одно включение;
- приращения максимальной температуры поверхности трения дисков за одно включение;
- износа пары трения за технический ресурс;
- усилия на педали привода управления.

3.1 Расчет дисков трения по удельному давлению на поверхности трения

Удельное давление на поверхностях трения определяется по формуле:

$$q = \frac{16 \cdot 10^4 \cdot M_{max} \cdot \beta_{ск}}{\pi \cdot z \cdot \mu_{ск} \cdot K_d \cdot (D_H^2 - D_B^2) \cdot (D_H - D_B)},$$

где K_d – коэффициент снижения площади трения, который зависит от материала дисков трения. При использовании металлокерамических дисков, работающих в масле, на поверхности трения имеются спиральная и радиальные канавки для смазки и охлаждения. Наличие канавок приводит к снижению площади трения. Для металлокерамических дисков принимается $K_d = 0,65$. Для асбестовых фрикционных накладок K_d зависит от способа крепления фрикционных накладок. В случае приклеивания накладок к стальному диску принимается $K_d = 1$, а при приклеивании $K_d = 0,95$. Для пар трения сталь по стали принимается $K_d = 1$.

Полученное значение сравнивается с допуском $[q]$, который зависит от материала дисков трения и условий их работы. При этом должно выполняться условие:

$$q < [q]$$

В случае если условие не выполняется, принимаются новые значения размеров дисков трения, а также может быть изменено число пар поверхностей трения. Размер D_H следует выбирать не больше диаметра маховика двигателя. Расчет выполняется до тех пор, пока не будет выполнено необходимое условие.

3.2 Расчет дисков трения по удельной работе буксования за одно включение

Расчет выполняется для режима трогания с места, при котором суммарная работа буксования оказалась наибольшей.

Угловое ускорение ведущих дисков определяется по формуле:

$$\omega'_1 = \frac{10 \cdot M_{max} \cdot (1 - \beta_{ск})}{J_d}$$

Угловое ускорение ведомых дисков определяется по формуле:

$$\omega'_2 = \frac{10 \cdot (M_{max} \cdot \beta_{ск} - M_c)}{J_M}$$

Продолжительность третьего периода буксования:

$$\tau_3 = \frac{\pi \cdot (n_M - n_2)}{(\omega'_2 - \omega'_1)}$$

Суммарное время буксования:

$$\tau_6 = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3$$

Удельная работа буксования определяется по формуле:

$$L_{уд} = \frac{4 \cdot L_6}{\pi \cdot z \cdot K_d \cdot (D_H^2 - D_B^2)}$$

Полученный результат сравнивается с допускаемым значением. При этом должно выполняться условие: $L_{уд} < [L_{уд}]$.

3.3 Расчет дисков трения по приращению максимальной температуры на поверхности трения за одно включение

В процессе буксования главного фрикциона работа трения превращается в тепло, которое может привести к перегреву дисков трения. Для обеспечения работоспособности главного фрикциона необходимо при проектировании определить массу комплекта дисков трения, достаточную для поглощения тепла без превышения температуры сверх допустимой.

Тепловому расчету подвергаются стальные диски, получающие большую долю тепла из-за низкой теплопроводности фрикционных материалов.

Приращение максимальной температуры на поверхности трения стального диска за одно включение определяется по формуле:

1) для количества пар поверхностей трения $z > 2$

$$\Delta t_{max} = \frac{8 \cdot 10^9 \cdot K \cdot L_6}{\pi \cdot z \cdot (K + 1) \cdot S_d \cdot C_1 \cdot \rho_1 \cdot K_d} \cdot \left(1 + \frac{10^{-6} \cdot S_d^2 \cdot C_1 \cdot \rho_1}{12 \cdot \tau_6 \cdot \lambda_1} \right) \cdot \left(\frac{1}{D_H^2 - D_B^2} \right);$$

2) для количества пар поверхностей трения $z = 2$

$$\Delta t_{max} = \frac{2 \cdot 10^9 \cdot K \cdot L_6}{\pi \cdot (K + 1) \cdot S_d \cdot C_1 \cdot \rho_1 \cdot K_d} \cdot \left(1 + \frac{10^{-6} \cdot S_d^2 \cdot C_1 \cdot \rho_1}{12 \cdot \tau_6 \cdot \lambda_1} \right) \cdot \left(\frac{1}{D_H^2 - D_B^2} \right),$$

где K – коэффициент учета распределения тепловых потоков между дисками, который определяется по формуле:

$$K = \frac{\sqrt{C_1 \cdot \rho_1 \cdot \lambda_1}}{\sqrt{C_2 \cdot \rho_2 \cdot \lambda_2}}$$

Для определения толщины стального диска необходимо решить полученное уравнение относительно S_d , приняв $\Delta t_{max} = [\Delta t_{max}]$. Полученное значение округляется до ближайшего большего значения согласно ГОСТ 19903-2015.

После определения толщины стального диска определяется приращение максимальной температуры на поверхности трения и сравнивается с допустимым значением. При этом должно выполняться условие: $\Delta t_{max} < [\Delta t_{max}]$.

3.4 Расчет дисков трения по допустимому износу за технический ресурс

Линейный износ поверхностей трения дисков главного фрикциона определяется по методике расчета сопряжений на износ при выполнении условия касания поверхностей [4].

Износ пары трения за технический ресурс определяется по формуле:

$$u_{\Sigma} = K_u \cdot \frac{4 \cdot 10^6 \cdot L_T}{\pi \cdot z \cdot \mu_{ск} \cdot K_d \cdot (D_H^2 - D_B^2)},$$

где L_T – работа буксования в эксплуатационных условиях, которую можно определить по формуле:

$$L_T = L_0 \cdot S \cdot M$$

Полученный результат сравнивается с допускаемым значением. При этом должно выполняться условие: $u_{\Sigma} < [u_{\Sigma}]$.

3.5 Расчет параметров дисков трения по допустимому усилию на педали управления

В тех конструкциях главных фрикционов, где привод управления не имеет специальных устройств усиления (гидравлических, пневматических и др.) и выполнен в виде механизма непосредственного действия, при расчете размеров дисков необходимо учитывать эргономические ограничения: усилие на педали и ход педали.

Усилие на педали управления определяется по формуле:

$$P_{\Pi} = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot M_{max} \cdot \beta_{ск} \cdot \delta_{д}}{\mu_{ск} \cdot S_{\Pi} \cdot \eta_{\Pi} \cdot (D_{H} + D_{B})}$$

Полученное значение сравнивается с допускаемым: $P_{\Pi} < [P_{\Pi}]$

3.6 Расчет массы комплекта дисков трения

Для оценки полученных при расчете вариантов дисков трения (D_{H} , D_{B} , z , $S_{д}$) необходимо определить массу комплекта дисков трения главного фрикциона.

Для материалов пар трения сталь по стали:

$$M_{cc} = \frac{(D_{H}^2 - D_{B}^2) \cdot \pi \cdot S_4 \cdot \rho_1}{4 \cdot 10^9} \cdot (z_{kc} + 5),$$

где z_{kc} – число стальных дисков в комплекте, равно $z_{kc} = z - 1$;

S_4 – толщина стального диска трения, работающего в паре со стальным или металлокерамическим диском, мм;

ρ_1 – плотность материала стального диска, кг/м³.

Для материалов пар трения сталь по металлокерамике:

$$M_{ca} = \frac{\pi}{4 \cdot 10^9} \cdot (D_{H}^2 - D_{B}^2) \cdot \left[(S_2 \cdot \rho_1 + 2 \cdot S_3 \cdot \left(\frac{1 + K_{д}}{2} \right) \cdot \rho_2) \cdot z_{M} + S_4 \cdot \rho_1 \cdot (z_{cm} + 5) \right],$$

где S_2 – толщина стальной основы металлокерамического диска, мм;

S_3 – толщина слоя металлокерамики, мм;

ρ_2 – плотность металлокерамики, кг/м³;

z_{M} – число металлокерамических дисков в комплекте, которое определяется

$$z_{M} = \frac{z}{2};$$

z_{cm} – число стальных дисков в комплекте, работающих с металлокерамическими дисками, равно $z_{cm} = z_{M} - 1$.

Для материалов пар трения сталь по металлокерамике:

$$M_{ca} = \frac{\pi}{4 \cdot 10^9} \cdot (D_{H}^2 - D_{B}^2) \cdot [(2 \cdot S_a \cdot \rho_3 + S_5 \cdot \rho_1) \cdot z_a + S_4 \cdot \rho_1 \cdot (z_{ca} + 3)],$$

где S_a – толщина асбестовой накладки согласно ГОСТ 1786-95, мм;

ρ_3 – плотность асбестовой накладки, кг/м³;

S_5 – толщина стального диска, на который устанавливаются асбестовые накладки, мм, которая определяется

$$S_5 = \frac{S_a}{2}$$

(полученное значение округляется до ближайшего большего значения согласно ГОСТ 19903-2015);

z_a – число дисков с асбестовыми накладками в комплекте, равно

$$z_a = \frac{z}{2};$$

z_{ca} – число стальных дисков в комплекте, работающих с металлокерамическими дисками, равное $z_{ca} = z_a - 1$.

4 Методика расчета параметров нажимных пружин главного фрикциона

Выбор оптимальных параметров нажимных пружин проводится с учетом конструкции нажимного устройства и механизма выключения. При этом учитывается расположение пружин относительно дисков трения, размещение пружин на одной или нескольких окружностях, конструкция направляющих.

Пружины у главных фрикционов могут быть центральные или периферийные. В большинстве конструкций применяются периферийные винтовые цилиндрические пружины сжатия, которые располагаются на одной или нескольких окружностях. На каждой окружности может быть расположено различное количество пружин.

В ряде конструкций устанавливаются двойные пружины (внутри пружины большого диаметра устанавливается пружина меньшего диаметра). Установка периферийных пружин выполняется в направляющих гильзах или на стержнях.

По расположению нажимных пружин относительно дисков трения конструкция главного фрикциона может быть:

- с параллельным расположением пружин (пружины расположены по окружности под дисками трения);
- с последовательным расположением пружин (пружины расположены за дисками трения);
- с параллельно-последовательным расположением пружин.

Методика автоматизированного проектного расчета оптимальных параметров нажимных пружин по критерию наименьшей массы построена на основе:

- обеспечения силы сжатия дисков трения и хода нажимного диска, необходимого для «чистого» выключения главного фрикциона;
- обеспечения максимальных касательных напряжений при кручении, не превышающих допусковые;
- выбор нажимных пружин, обеспечивающих требования компоновки (установка и расположение пружин).

4.1 Расчет параметров расположения нажимных пружин

Диаметр окружности расположения пружин в зависимости от конструкции главного фрикциона определяется по формулам:

- при последовательном расположении пружин на одной окружности

$$D_{к1} = \frac{D_H + D_B}{2};$$

- при последовательном расположении пружин на двух окружностях

$$D_{к1} = D_H - \frac{D_H - D_B}{8}; \quad D_{к2} = D_B + \frac{D_H - D_B}{8};$$

- при параллельном расположении пружин на одной окружности под дисками трения

$$D_{к1} = D_B - (2 \cdot h_D + D);$$

- в случае параллельного расположения пружин над дисками трения

$$D_{к1} = D_H + (2 \cdot h_D + D),$$

где h_D – расстояние между внутренним (или наружным) диаметром дисков трения и наружным диаметром пружин (включая размеры шлицевого соединения, толщину барабана и зазор между барабаном и пружиной). В рассматриваемых конструкциях величина $h_D = 20$ мм;
 - при параллельно-последовательном расположении пружин на одной окружности

$$D_{к1} = D_B - (2 \cdot h_{D1} + D),$$

где h_{D1} – расстояние между внутренним диаметром дисков трения и наружным диаметром пружин. В рассматриваемых конструкциях величина $h_{D1} = 10$ мм.

Количество нажимных пружин при расположении их на одной окружности ($z_0 = 1$) определяется по формуле:

$$n_{п} = \frac{\pi \cdot D_{к}}{K_y \cdot D} - z_p,$$

где z_p – количество отжимных рычагов;

K_y – отношение расстояния между осями соседних пружин к наружному диаметру пружины, которое зависит от способа установки пружин ($K_y = 1,15$ – при установке пружин на стержнях; $K_y = 2,25$ – при установке пружин в гильзах).

Полученное значение округляется до меньшего целого числа, кратного количеству отжимных рычагов.

Количество нажимных пружин при расположении их на двух окружностях ($z_0 = 2$) определяется как общее количество пружин, расположенных на наружной и внутренней окружностях:

$$n_{п} = n_{п1} + n_{п2}$$

При выборе двойных пружин наружный диаметр дополнительной пружины определяется по формуле:

$$D_d \leq D - 2 \cdot (d + 1)$$

4.2 Расчет сил и деформаций нажимных пружин

Сила пружин, необходимая для сжатия дисков трения при включенном главном фрикционе, определяется по формуле:

$$P_{c1} = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot M_{max} \cdot \beta_{ск}}{z \cdot \mu_{ск} \cdot (D_H + D_B)}$$

Сила пружины при включенном главном фрикционе:

$$P_1 = \frac{P_{c1}}{n_{п}}$$

Величина деформации пружины при включенном главном фрикционе определяется по формуле:

$$F_1 = K_F \cdot \delta_d \cdot z$$

где K_F – отношение деформации пружины при включенном главном фрикционе к ходу нажимного диска (находится в пределах от 3,2 до 11,9 при среднем значении 6,6).

При выключении главного фрикциона происходит дополнительное сжатие пружин на величину рабочего хода нажимного диска:

$$S_H = \delta_d \cdot z$$

Деформация пружины при выключенном главном фрикционе определяется по формуле:

$$F_2 = F_1 + \delta_d \cdot z$$

Сила пружины при выключенном главном фрикционе:

$$P_2 = P_1 \cdot \left(1 + \frac{1}{K_F}\right)$$

Жесткость пружины:

$$z_{\text{п}} = \frac{P_1}{K_F \cdot \delta_{\text{д}} \cdot z}$$

Сила пружины при максимальной деформации:

$$P_3 = \frac{P_2}{1 - \delta_{\text{п}}},$$

где $\delta_{\text{п}}$ – относительный инерционный зазор ($\delta_{\text{п}} = 0,05$ – для одинарных нажимных пружин; $\delta_{\text{п}} = 0,15$ – для двойных нажимных пружин).

Рассчитанные величины максимального усилия и жесткости пружины являются исходными данными для выбора основных параметров конструкции пружины, которые установлены стандартами.

4.3 Расчет параметров конструкции одинарных нажимных пружин

Структура стандарта ГОСТ 13771-86 на винтовые цилиндрические пружины сжатия из проволоки класса II предусматривает выбор параметров пружин (d , D , z_1) по значению силы при максимальной деформации P_3 . С целью сокращения числа параметров пружин в информационном обеспечении значения $P_{3с}$ и z_1 вычисляются в процессе расчета.

Из информационного обеспечения принимаются, начиная с наименьших значений:

D – наружный диаметр пружины, мм;

d – диаметр проволоки пружины, мм;

$\sigma_{\text{в}}$ – временное сопротивление материала проволоки пружины, МПа.

Средний диаметр пружины определяется по формуле:

$$D_0 = D - d$$

Индекс пружины:

$$c = \frac{D_0}{d}$$

Коэффициент, учитывающий кривизну витков пружины, определяется по формуле:

$$K_{\text{п}} = \frac{4 \cdot c - 1}{4 \cdot c - 4} + \frac{0,615}{c}$$

Максимальное касательное напряжение при кручении определяется по формуле:

$$\tau = 0,5 \cdot \sigma_{\text{в}}$$

Сила пружины при максимальной деформации:

$$P_{3с} = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau}{80 \cdot K_{\text{п}} \cdot D_0}$$

Найденное значение $P_{3с}$ сравнивается с определенным ранее P_3 . При этом должно выполняться условие:

$$P_{3с} > P_3$$

В случае невыполнения условия из информационного обеспечения принимается следующий номер пружины и расчет проводится повторно.

Далее определяется жесткость одного витка пружины:

$$z_1 = \frac{G \cdot d^4}{80 \cdot D_0^3},$$

где G – модуль упругости при кручении материала проволоки пружины, МПа.

Число рабочих витков пружины определяется по формуле:

$$n_{\text{рв}} = \frac{z_1}{z_{\text{п}}}$$

Расчетное число рабочих витков пружины округляется до большего целого числа или 0,5.
Полное число витков пружины:

$$n_1 = n_{\text{рв}} + n_2,$$

где $n_2 = 1,5$ – число опорных витков.

Масса комплекта пружин определяется по формуле:

$$Q = 19,25 \cdot 10^{-6} \cdot D_0 \cdot d^2 \cdot n_1 \cdot n_{\text{п}}$$

Из набора пружин, обеспечивающих требуемое нажимное усилие в главном фрикционе, выбирается пружина, имеющая минимальную массу. После окончательного выбора параметров пружин определяются следующие параметры:

1) жесткость пружины

$$z_{\text{п}} = \frac{z_1}{n_{\text{рв}}}$$

2) деформация пружины при включенном главном фрикционе:

$$F_1 = \frac{P_1}{z_{\text{п}}}$$

3) деформация пружины при выключенном главном фрикционе:

$$F_2 = \frac{P_2}{z_{\text{п}}}$$

4) максимальная деформация пружины при соприкосновении витков:

$$F_3 = \frac{P_3}{z_{\text{п}}}$$

5) высота пружины при максимальной деформации:

$$H_3 = (n_1 + 1 - n_2) \cdot d$$

6) высота пружины в свободном состоянии:

$$H_0 = H_3 + F_3$$

7) высота пружины при включенном главном фрикционе:

$$H_1 = H_0 - F_1$$

8) высота пружины при выключенном главном фрикционе:

$$H_2 = H_0 - F_2$$

9) длина развернутой пружины:

$$L_{\text{рп}} = 3,2 \cdot D_0 \cdot n_1$$

10) максимальное касательное напряжение при кручении:

$$\tau = \frac{G \cdot d^4}{80 \cdot D_0^3}$$

11) наибольший прогиб одного витка:

$$f_3 = \frac{10 \cdot \pi \cdot D_0^2 \cdot \tau}{K_{\text{п}} \cdot d \cdot G}$$

12) шаг пружины в свободном состоянии:

$$t_{\text{п}} = f_3 + d$$

13) внутренний диаметр направляющей гильзы:

$$D_{\text{гв}} = D + \Delta$$

14) наружный диаметр направляющего стержня:

$$d_{\text{сн}} = D - 2 \cdot d - \Delta,$$

где Δ – диаметральный зазор, который принимается в зависимости от среднего диаметра пружины ($\Delta = 3$ мм при $D_0 \leq 30$ мм, $\Delta = 4$ мм при $D_0 > 30$ мм);

15) относительная высота пружины в свободном состоянии:

$$h_0 = \frac{H_0}{D - d}$$

Полученное значение h_0 сравнивается с заданным $h_{от}$, принятым на основе анализа конструкций пружин ($h_{от}$ принимается в пределах от 1,95 до 3,55 при среднем значении 2,75). При этом должно выполняться условие: $h_0 \leq h_{от}$

В случае если из стандарта не удастся подобрать параметры пружин, обеспечивающие необходимое усилие сжатия, необходимо выбрать вариант конструкции с двойными пружинами.

4.4 Расчет параметров конструкции двойных нажимных пружин

Сила пружин, необходимая для сжатия дисков трения при включенном главном фрикционе, и рабочий ход нажимного диска определяются так же, как и для одинарных нажимных пружин. Затем из информационного обеспечения принимаются размеры основной (D , d) и дополнительной пружины (D_d , d_d), определяется диаметр окружности расположения D_k и число пружин n_p .

Сила составной пружины при включенном главном фрикционе определяется по формуле:

$$P_{п} = \frac{P_{c1}}{n_p}$$

Далее для основной пружины определяется средний диаметр D_0 , индекс пружины s , коэффициент, учитывающий кривизну витков K_p , и максимальное касательное напряжение при кручении τ_3 .

После вычисления силы основной пружины при максимальной деформации P_{3c} определяется сила основной пружины при выключенном главном фрикционе:

$$P_2 = P_{3c} \cdot (1 - \delta_p)$$

Сила основной пружины при включенном главном фрикционе определяется по формуле:

$$P_1 = \frac{P_2}{1 + \frac{1}{K_F}}$$

Затем определяется жесткость пружины Z_p , жесткость одного витка z_1 и число рабочих витков $n_{рв}$ основной пружины.

Максимальная деформация основной пружины при соприкосновении витков определяется по формуле:

$$F_3 = \frac{P_{3c}}{Z_p}$$

После чего по формулам, приведенным выше, для основной пружины определяется деформация при включенном главном фрикционе F_1 , высота H_3 при максимальной деформации, высота H_0 в свободном состоянии и при включенном главном фрикционе H_1 .

Число рабочих витков дополнительной пружины определяется по формуле:

$$n_{рвд} = n_{рв} \cdot \frac{d}{d_d} + (n_2 + 1 - n_3) \cdot \left(\frac{d}{d_d} - 1 \right)$$

Полученное значение округляется до ближайшего меньшего целого значения.

Средний диаметр пружины определяется по формуле:

$$D_{0д} = D_d - d_d$$

Индекс пружины:

$$c_d = \frac{D_{0д}}{d_d}$$

Коэффициент, учитывающий кривизну витков пружины, определяется по формуле:

$$K_{дп} = \frac{4 \cdot c_d - 1}{4 \cdot c_d - 4} + \frac{0,615}{c_d}$$

Максимальное касательное напряжение при кручении дополнительной пружины:

$$\tau_{зд} = 0,5 \cdot \sigma_v$$

Сила дополнительной пружины при максимальной деформации:

$$P_{зсд} = \frac{\pi \cdot d_d^3 \cdot \tau_{зд}}{80 \cdot K_{дп} \cdot D_{0д}}$$

Жесткость одного витка дополнительной пружины:

$$z_{1д} = \frac{G \cdot d_d^4}{80 \cdot D_{0д}^3}$$

Жесткость дополнительной пружины определяется по формуле:

$$z_{пд} = \frac{z_{1д}}{n_{рвд}}$$

Максимальная деформация дополнительной пружины при соприкосновении витков определяется по формуле:

$$F_{зд} = \frac{P_{зсд}}{z_{пд}}$$

Высота пружины при максимальной деформации:

$$H_{зд} = (n_{рвд} + n_2 + 1 - n_3) \cdot d_d$$

Высота пружины в свободном состоянии:

$$H_{0д} = H_{зд} + F_{зд}$$

Деформация пружины при включенном главном фрикционе определяется по формуле:

$$F_{1д} = H_{0д} - H_1$$

Сила дополнительной пружины при включенном главном фрикционе определяется по формуле:

$$P_{1д} = F_{1д} \cdot z_{пд}$$

Суммарная сила основной и дополнительной пружин при включенном главном фрикционе:

$$P_F = P_1 + P_{1д}$$

Найденное значение P_F сравнивается с определенным ранее P_n . При этом должно выполняться условие:

$$P_F > P_n$$

В случае невыполнения условия из информационного обеспечения принимаются следующие размеры пружин, и расчет проводится повторно.

5. Информационное обеспечение

В соответствии с разработанной методикой расчета режимов движения машины информационное обеспечение содержит следующие характеристики дорожно-грунтовых условий:

- функция распределения коэффициента сопротивления движению по пути для грунтовых дорог (таблица 5.1);
- функция распределения кривизны дороги по пути для грунтовых дорог (таблица 5.2);
- функция распределения высоты неровностей по пути для грунтовых дорог (таблица 5.3).

Приведенные функции распределения коэффициента сопротивления движению принимаются из работ [6, 8]. Функции распределения высоты неровностей приняты из работы [7].

Таблица 5.1 – Функция распределения коэффициента сопротивления движению по пути для грунтовых дорог

Параметры	Значение										
f_0	0	0,025	0,05	0,075	0,1	0,125	0,15	0,175	0,2	0,225	0,4
$F_s(f_0)$	0	0,29	0,65	0,78	0,88	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99	1

Таблица 5.2 – Функция распределения кривизны дороги по пути для грунтовых дорог

Параметры	Значение										
$K, 1/м$	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1
$F_s(K)$	0	0,52	0,69	0,76	0,82	0,87	0,92	0,96	0,98	0,99	1

Таблица 5.3 - Функция распределения высоты неровностей по пути для грунтовых дорог

Параметры	Значение										
$h, см$	0	4	8	12	16	20	24	28	32	36	40
$F_s(h)$	0	0,58	0,69	0,73	0,84	0,89	0,94	0,96	0,98	0,99	1

В соответствии с разработанной методикой проектного расчета основных параметров дисков трения главного фрикциона, информационное обеспечение содержит следующие данные:

- геометрические размеры дисков трения: металлокерамические и стальные диски выбираются по таблице 5.4, асбестовые фрикционные накладки – по ГОСТ 1786-95;
- значения зазора между дисками трения в выключенном состоянии главного фрикциона (таблица 5.5);
- продолжительность первого периода буксования главного фрикциона (таблица 5.6);
- теплофизические характеристики материалов пар трения (таблица 5.7);
- коэффициенты трения и износа, допускаемые характеристики работоспособности, коэффициент запаса для различных материалов пар трения (таблица 5.8)

Таблица 5.4 – Основные размеры дисков трения гусеничных машин, мм

Тип диска				
Металлокерамический				Стальной
Наружный диаметр D_H	Внутренний диаметр D_B	Толщина стальной основы S_2	Толщина слоя S_3	Толщина диска S_4
Широкая серия				
176	134	2	0,8	2,5
196	154			
216	174			
236	184			
256	204			
276	224	2,5	1	3,2
296	244			
316	264			
336	284			
356	304			
376	324	3,2	1	4
396	344			
416	364			
436	384			
456	404			
476	424			
496	444			
Узкая серия				
206	164	2	0,8	2,5
226	184			
246	204			
266	224	2,5	1	3,5
286	244			
296	254			
316	274			
346	304			
366	324	3,2	1	4
386	344			
406	364			
426	384			
446	404			
466	424			
496	454			

Таблица 5.5 – Зазор между дисками трения в выключенном состоянии главного фрикциона

Материалы пар поверхностей трения	Зазор δ_d , мм
Сталь по стали	0,25 ... 0,35
Сталь по асбестовым накладкам при $z = 2$ $z > 2$	0,8 ... 0,9 0,6 ... 0,7
Сталь по металлокерамике	0,45 ... 0,55

Таблица 5.6 – Продолжительность первого периода буксования главного фрикциона, с

Масса машины, кг	Тип привода	
	Сервопривод	Непосредственного действия
$M \leq 11200$	0,3	0,4
$11200 < M \leq 18000$	0,3	0,5
$18000 < M \leq 28000$	0,4	0,6
$M > 28000$	0,5	0,7

Таблица 5.7 – Теплофизические характеристики материалов пар трения

Материалы	Удельная теплоемкость C , Дж/кг·К	Удельная теплопроводность λ , Вт/м·К	Плотность ρ , кг/м ³
Сталь	500	44	7860
Асбестовые накладки	1260	0,52	1790
Металлокерамика на медной основе	670	15,5	5700
Металлокерамика на железной основе	700	17	5750

Таблица 5.8 – Коэффициенты трения и износа, допускаемые характеристики работоспособности, коэффициент запаса для различных материалов пар трения

Материалы	$\mu_{ск}$	μ_0	K_u , 1/МПа	$[q]$, МПа	$[L_{уд}]$, Дж/мм ²	$[\Delta t_{max}]$, °С	Z_{max}	$\beta_{ск}$
Сталь по стали	0,18	0,25	$4,1 \cdot 10^{-8}$	0,27	0,34	20	18	1,7
Сталь по асбокаучуку (НСФ-2)	0,3	0,4	$19,8 \cdot 10^{-8}$	0,16	0,35	30	8	2
Сталь по асбокаелиту (НСФ-7)	0,3	0,4	$36,6 \cdot 10^{-8}$	0,17	0,22	17	8	2,25
Сталь по асбопластмассе (НСФ-10)	0,3	0,4	$19,8 \cdot 10^{-8}$	0,14	0,18	20	8	2,25
Сталь по металлокерамике на железной основе (СМК-80)	0,22	0,28	$6,1 \cdot 10^{-8}$	0,6	1	220	8	1,8
Сталь по металлокерамике на медной основе (МК-5) в масле	0,1	0,12	$3 \cdot 10^{-8}$	2,6	1,75	170	10	1,7

В соответствии с разработанной методикой проектного расчета основных параметров нажимных пружин информационное обеспечение содержит следующие данные:

- основные параметры витков и варианты двойных винтовых цилиндрических пружин, составленных из пружин сжатия II класса по ГОСТ 13771-68 (таблица 5.9);
- механические свойства проволоки класса II по ГОСТ 9389-75 для винтовых цилиндрических пружин в зависимости от диаметра проволоки (таблица 5.10).

Таблица 5.9 – Параметры витков и варианты двойных винтовых цилиндрических пружин, составленных из пружин сжатия II класса по ГОСТ 13771-68

Номер и размеры пружин		d, мм									D, мм
		4			4,5			5			
основная								499			38
дополнительная	N _д							419	452	484	
	D _д , мм							26	26	26	
	d _д , мм							3	3,5	4	
основная					485			502			36
дополнительная	N _д				423	457		427	462	491	
	D _д , мм				25	25		24	24	24	
	d _д , мм				3	3,5		3	3,5	4	
основная					489			504			34
дополнительная	N _д				432	467		432	467	494	
	D _д , мм				22	22		22	22	22	
	d _д , мм				3	3,5		3	3,5	4	
основная		472			492			506			32
дополнительная	N _д	432			437	471		411	475		
	D _д , мм	22			21	21		20	20		
	d _д , мм	3			3	3,5		3	3,5		
основная		476			495			508			30
дополнительная	N _д	441			446	479		451			
	D _д , мм	20			19	19		18			
	d _д , мм	3			3	3,5		3			

Таблица 5.10 – Механические свойства проволоки класса II по ГОСТ 9389-75 для винтовых цилиндрических пружин

Диаметр проволоки d, мм	Временное сопротивление σ _в , МПа
3	1650
3,5	1550
4	1500
4,5; 5	1400

6. Контрольный пример расчета режимов движения машины и единичной работы буксования

6.1 Расчет режимов движения машины

Исходные данные:

- масса машины M = 13000 кг;
- параметры машины B = 2,7 м, q_к = 0;
- количество передач n = 5;
- математическое ожидание коэффициента сопротивления повороту M_s(μ_{max}) = 0,645;
- количество значений функций распределения i = 11.

Таблица 6.1 – Тяговая характеристика машины

Параметры	Номер передачи				
	1	2	3	4	5
n					
V, км/ч	10,6	19,6	29,1	43,2	65
f _M	0,533	0,269	0,167	0,098	0,051
f _N	0,413	0,204	0,123	0,069	0,032

Таблица 6.2 – Скоростная характеристика системы подрессоривания

Параметр	Значение										
	0	7	10	15	20	25	35	40	45	55	65
V*, км/ч											
h*, см	40	40	40	30	22	12,5	12,1	12	12,1	12,5	13

Расчетная сила тяжести:

$$G_p = M \cdot g = 13000 \cdot 9,81 = 127530 \text{ Н}$$

Коэффициент силы тяжести

$$K_G = \frac{G_T}{G_p} = \frac{127530}{127530} = 1$$

Таблица 6.3 – Расчетные удельные силы тяги

Параметры	Номер передачи				
	1	2	3	4	5
n					
f _{pM}	0,533	0,269	0,167	0,098	0,051
f _{pN}	0,413	0,204	0,123	0,069	0,032

Таблица 6.4 – Расчетный коэффициент сопротивления движению

Параметры	Значение функции распределения										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
i											
f ₀	0	0,025	0,05	0,075	0,1	0,125	0,15	0,175	0,2	0,25	0,4

Критическая скорость машины по заносу

$$V_{11} = 3,6 \cdot (1 + q_k \cdot B \cdot K_{11}) \cdot \sqrt{\frac{g \cdot M_S(\mu_{max})}{K_{11}}} =$$

$$= 3,6 \cdot (1 + 0 \cdot 2,7 \cdot 0,1) \cdot \sqrt{\frac{9,81 \cdot 0,645}{0,1}} = 28,64 \text{ км/ч}$$

Вычисления начинаются с 5-й передачи (n = 5). Для рассчитываемой передачи принимается из исходных данных для расчета:

$$V_5 = V_4 = 43,2 \text{ км/ч}$$

Расчетный коэффициент сопротивления движению при переключении передач принимается равным расчетной удельной силе тяги:

$$f_{p5} = f_{pM5} = 0,051$$

Интервал функции распределения коэффициента сопротивления движению по пути, в который попадает f_{p5} (из таблицы 5.1):

$$f_{03} < f_{p5} < f_{04} ; 0,05 < 0,051 < 0,075$$

Значение функции распределения скорости движения по тяговым свойствам машины:

$$\begin{aligned} F_S(V_{f5}) &= F_S(f_{03}) + \frac{f_{p5} - f_{03}}{f_{04} - f_{03}} \cdot [F_S(f_{04}) - F_S(f_{03})] = \\ &= 0,65 + \frac{0,051 - 0,05}{0,075 - 0,05} \cdot [0,78 - 0,65] = 0,655 \end{aligned}$$

Так как $V_5 = V_{11}$ ($43,2 > 28,64$), определяется критическая кривизна по заносу машины:

$$K_{кр5} = \frac{3,6^2 \cdot g \cdot M_S(\mu_{max})}{V_5^2} = \frac{3,6^2 \cdot 9,81 \cdot 0,645}{43,2^2} = 0,044 \text{ 1/м}$$

Интервал функции распределения кривизны по пути, в который попадает $K_{кр5}$ (из таблицы 5.2):

$$K_5 < K_{кр5} < K_6 ; 0,04 < 0,044 < 0,05$$

Значение функции распределения скорости движения при ограничении по заносу:

$$\begin{aligned} F_S(V_{k5}) &= F_S(K_5) + \frac{K_{кр5} - K_5}{K_6 - K_5} \cdot [F_S(K_6) - F_S(K_5)] = \\ &= 0,82 + \frac{0,044 - 0,04}{0,05 - 0,04} \cdot [0,87 - 0,82] = 0,84 \end{aligned}$$

Интервал скоростной характеристики системы поддрессорования, в который попадает $V_5 = 43,2$ км/ч:

$$V^*_8 < V_5 < V^*_9 ; 40 < 43,2 < 45$$

Определение высоты продольной неровности:

$$h^*_5 = h^*_8 + \frac{V_5 - V^*_8}{V^*_9 - V^*_8} \cdot (h^*_9 - h^*_8) = 12 + \frac{43,2 - 40}{45 - 40} \cdot (12,1 - 12) = 12,06$$

Интервал функции распределения высоты неровностей по пути, в который попадает h_5 (из таблицы 5.3):

$$h_4 < h^*_5 < h_5 ; 12 < 12,06 < 16$$

Значение функции распределения скорости движения при ограничении по системе поддрессорования:

$$\begin{aligned} F_S(V_{h5}) &= F_S(h_4) + \frac{h^*_5 - h_4}{h_5 - h_4} \cdot [F_S(h_5) - F_S(h_4)] = \\ &= 0,73 + \frac{12,06 - 12}{16 - 12} \cdot [0,84 - 0,73] = 0,732 \end{aligned}$$

Значение функции распределения скорости движения на 5-й передаче с учетом ограничений:

$$F_S(V_5) = F_S(V_{f5}) \cdot F_S(V_{k5}) \cdot F_S(V_{h5}) = 0,655 \cdot 0,84 \cdot 0,732 = 0,403$$

Относительный путь движения на 5-й передаче:

$$\alpha_{S5} = F_S(V_5) = 0,403$$

Для определения относительного пути движения на остальных передачах (кроме первой), проводятся аналогичные расчеты. Результаты приведены в таблице 6.5.

Относительный путь движения на первой передаче:

$$\alpha_{S1} = 1 - F_S(V_2) = 1 - 0,988 = 0,012$$

Таблица 6.5 – Результаты расчета относительного пути движения на передачах

Параметры	Номер передачи, n			
	5	4	3	2
V_n , км/ч	43,2	29,1	19,6	10,6
f_{pM}	0,051	0,098	0,167	0,269
$f_{n(i-1)}$	0,032	0,069	0,123	0,204
f_{ni}	0,051	0,098	0,167	0,269
f_{pi}	0,050	0,075	0,150	0,250
$f_{p(i+1)}$	0,075	0,100	0,175	0,400
$F_s(f_i)$	0,65	0,78	0,94	0,99
$F_s(f_{i+1})$	0,78	0,88	0,96	1,00
$F_s(V_i)$	0,655	0,872	0,954	0,991
$K_{крi}$, 1/м	0,044	0,097	V3 < V11 19,6 < 28,64	V2 < V11 10,6 < 28,64
K_i , 1/м	0,04	0,09		
$K_{(i+1)}$, 1/м	0,05	0,10		
$F_s(K_i)$	0,82	0,99		
$F_s(K_{i+1})$	0,87	1,00		
$F_s(V_{ki})$	0,84	0,997	1,0	1,0
V_i , км/ч	40,0	25,0	15,0	10,0
V , км/ч	45,0	35,0	20,0	15,0
h^*_i , см	12,0	12,5	30,0	40,0
$h^{*(i+1)}$, см	12,1	12,1	22,0	30,0
h^* , см	12,06	12,34	22,64	38,80
h_i , см	12,0	12,0	20,0	36,0
$h_{(i+1)}$, см	16,0	16,0	24,0	40,0
$F_s(h_i)$	0,73	0,73	0,89	0,99
$F_s(h_{i+1})$	0,840	0,840	0,940	1,0
$F_s(V_{hi})$	0,732	0,739	0,923	0,997
$F_s(V_i)$	0,403	0,643	0,880	0,988
α_{si}	0,403	0,240	0,238	0,108

6.2 Расчет единичной работы буксования

Исходные данные:

- максимальный крутящий момент двигателя $M_{max} = 955 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальном крутящем моменте $n_M = 1500 \text{ об/мин}$;
- частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности $n_N = 2600 \text{ об/мин}$;
- момент инерции подвижных частей двигателя $J_d = 4,32 \text{ кг/м}^2$;
- коэффициент запаса буксующего трения $\beta_{ск} = 2$;
- продолжительность первого периода буксования (из таблицы 5.5) $\tau_1 = 0,3 \text{ с}$;
- время переключения передачи $t_n = 2 \text{ с}$;
- число зубьев ведущего колеса $z_{вк} = 14$;
- шаг гусеницы $t_r = 140 \text{ мм}$;

- коэффициент условного приращения массы на передаче, с которой производится трогание с места $\delta_n = 0$.

Таблица 6.6 – Передаточные числа, КПД и относительный путь движения на передачах

Параметры	Номер передачи				
	1	2	3	4	5
n					
u	28,87	15,63	10,52	7,07	4,71
η_M	0,825	0,768	0,708	0,619	0,483
α_s	0,012	0,108	0,238	0,24	0,403

Таблица 6.7 – Коэффициенты сопротивления движению при переключении передач

Порядок переключения передач			
Переключение «вверх» $(n-1) \rightarrow n$	$f_{n(n-1)}$	Переключение «вниз» $n \rightarrow (n-1)$	f_{nn}
1 \rightarrow 2	0,204	2 \rightarrow 1	0,269
2 \rightarrow 3	0,123	3 \rightarrow 2	0,167
3 \rightarrow 4	0,069	4 \rightarrow 3	0,098
4 \rightarrow 5	0,032	5 \rightarrow 4	0,051

Таблица 6.8 – Режимы трогания с места

Номер режима, j	Номер передачи, n	Коэффициент сопротивления движению, f_T	Количество переключений передач, P_T
1	1	0,25	0,003
2	1	0,1	0,007
3	2	0,25	0,003
4	2	0,1	0,018
5	2	0,05	0,009

Момент трения главного фрикциона:

$$M_{\phi} = M_{max} \cdot \beta_{ск} = 955 \cdot 2 = 1910 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

6.2.1 Расчет работы буксования на режимах трогания с места

Вычисления начинаются с режима $j = 1$.

Расчетный коэффициент сопротивления движению:

$$f_{тр1} = K_f \cdot f_{т1} = 1 \cdot 0,25 = 0,25$$

Момент сопротивления движению машины, приведенный к ведомым дискам главного фрикциона:

$$M_{c1} = \frac{G_p \cdot f_{тр1} \cdot z_{вк} \cdot t_r \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot u_1 \cdot \eta_{M1}} = \frac{127530 \cdot 0,25 \cdot 14 \cdot 140 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 28,87 \cdot 0,825} = 417,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Работа буксования для первого периода включения главного фрикциона:

$$L_{11} = \frac{\pi \cdot M_{c1} \cdot n_M \cdot \tau_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 417,6 \cdot 1500 \cdot 0,3}{60} = 9839 \text{ Дж}$$

Коэффициент условного приращения массы машины при включении главного фрикциона:

$$\delta_{01} = 1,258 + 0,0005 \cdot u_1^2 = 1,258 + 0,0005 \cdot 28,87^2 = 1,675$$

Момент инерции движущихся деталей машины, приведенный к ведомому валу главного фрикциона:

$$J_{M1} = \delta_{01} \cdot M \cdot \left(\frac{z_{BK} \cdot t_r \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot u_1} \right)^2 = 1,675 \cdot 13000 \cdot \left(\frac{14 \cdot 140 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 28,87} \right)^2 = 2,54 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Продолжительность второго периода буксования:

$$\begin{aligned} \tau_{21} &= \frac{0,8 \cdot \pi \cdot n_M \cdot J_d \cdot J_{M1}}{15 \cdot \left(M_\phi \cdot (J_d + J_{M1}) + M_{c1} \cdot \left(\frac{\beta_{CK} - 1}{\beta_{CK}} \cdot J_{M1} - J_d \right) \right)} = \\ &= \frac{0,8 \cdot 3,14 \cdot 1500 \cdot 4,31 \cdot 2,54}{15 \cdot \left(1910 \cdot (4,31 + 2,54) + 417,6 \cdot \left(\frac{2-1}{2} \cdot 2,54 - 4,31 \right) \right)} = 0,233 \text{ с} \end{aligned}$$

Работа буксования для второго периода включения главного фрикциона:

$$\begin{aligned} L_{21} &= \frac{\pi \cdot n_M}{60} \cdot (M_{c1} + M_\phi) \cdot \tau_{21} - (M_\phi - M_{c1}) \cdot (3 \cdot M_\phi + M_{c1}) \cdot \frac{\tau_{21}^2}{24 \cdot J_{M1}} = \\ &= \frac{3,14 \cdot 1500}{60} \cdot (417,6 + 1910) \cdot 0,233 - (1910 - 417,6) \cdot (3 \cdot 1910 + 417,6) \cdot \frac{0,232^2}{24 \cdot 2,54} = \\ &= 34405 \text{ Дж} \end{aligned}$$

Частота вращения ведомых дисков в конце второго периода буксования:

$$n_2 = \frac{15 \cdot (M_\phi - M_{c1})}{\pi \cdot J_{M1}} \cdot \tau_{21} = \frac{15 \cdot (1910 - 417,6)}{3,14 \cdot 2,54} \cdot 0,233 = 653 \text{ об/мин}$$

Работа буксования для третьего периода включения главного фрикциона:

$$L_3 = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot (n_M - n_2)^2}{60 \cdot \left(\frac{1}{J_d} \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta_{CK}} \right) + \frac{1}{J_M} \cdot \left(1 - \frac{M_c}{M_\phi} \right) \right)} = \frac{2 \cdot 3,14^2 \cdot (1500 - 653)^2}{60 \cdot \left(\frac{1}{4,31} \cdot \left(1 - \frac{1}{2} \right) + \frac{1}{2,54} \cdot \left(1 - \frac{417,6}{1910} \right) \right)} = 9287 \text{ Дж}$$

Суммарная работа буксования за одно включение главного фрикциона:

$$L_3 = L_1 + L_2 + L_3 = 9839 + 34405 + 9287 = 53531 \text{ Дж}$$

Производятся аналогичные расчеты по определению работы буксования при трогании с места для остальных режимов. Результаты расчетов представлены в таблице 6.9.

Таблица 6.9 – Результаты расчета работы буксования главного фрикциона при трогании с места

Параметры	Номер режима				
	1	2	3	4	5
j_r	1	1	2	2	2
f_r	0,25	0,1	0,25	0,1	0,05
u	28,87	28,87	15,63	15,63	15,63
η_M	0,825	0,825	0,768	0,768	0,768
$M_c, \text{Н} \cdot \text{м}$	417,6	167,0	828,5	331,4	165,7
$\tau_1, \text{с}$	0,3				

пм, об/мин	1500				
L ₁ , Дж	9839	3935	19522	7809	3904
δ ₀	1,675	1,675	1,380	1,380	1,380
J _м , кг м ²	2,54	2,54	7,15	7,15	7,15
τ ₂ , с	0,233	0,219	0,364	0,358	0,356
L ₂ , Дж	34405	27616	72758	55809	50380
n ₂ , об/мин	653	717	263	377	415
L ₃ , Дж	9287	7084	42978	29833	26497
L _{бг} , Дж	53531	38635	135258	93451	80781

6.2.2 Расчет работы буксования на режимах переключения передач

Расчеты начинаются с высшей передачи, для которой определяется работа буксования при переключении на нее с передачи на ступень ниже, т. е. при переключении «вверх».

Определение коэффициента условного приращения массы при переключении с 4-й на 5-ю передачу:

$$\delta_{п4}^5 = 1,258 + 0,0005 \cdot \left(\frac{u_4^2 + u_5^2}{3} \right) = 1,258 + 0,0005 \cdot \left(\frac{7,07^2 + 4,71^2}{3} \right) = 1,27$$

Частота вращения ведомых частей главного фрикциона в начале буксования:

$$\begin{aligned} n_{вм4}^5 &= n_N \frac{u_5}{u_4} \cdot \left(1 - \frac{9,81 \cdot 3,6 \cdot 10^6 \cdot f_{п4}^5 \cdot t_{п} \cdot u_4}{60 \cdot \delta_{п4}^5 \cdot z_{вк} \cdot t_{г} \cdot n_N} \right) = \\ &= 2600 \cdot \frac{4,71}{7,07} \cdot \left(1 - \frac{9,81 \cdot 3,6 \cdot 10^6 \cdot 0,032 \cdot 2 \cdot 7,07}{60 \cdot 1,27 \cdot 14 \cdot 140 \cdot 2600} \right) = 1661 \text{ об/мин} \end{aligned}$$

Момент сопротивления движению машины, приведенный к ведомому валу фрикциона:

$$M_{с5} = \frac{G_p \cdot f_{п4}^5 \cdot z_{вк} \cdot t_{г} \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot u_5 \cdot \eta_{м5}} = \frac{127530 \cdot 0,032 \cdot 14 \cdot 140 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 4,71 \cdot 0,483} = 559,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коэффициент условного приращения массы машины при включении главного фрикциона:

$$\delta_{05} = 1,258 + 0,0005 \cdot u_5^2 = 1,258 + 0,0005 \cdot 4,71^2 = 1,269$$

Момент инерции движущихся деталей машины, приведенный к ведомому валу главного фрикциона:

$$J_{мп5} = \delta_{05} \cdot M \cdot \left(\frac{z_{вк} \cdot t_{г} \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot u_5} \right)^2 = 1,269 \cdot 13000 \cdot \left(\frac{14 \cdot 140 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 4,71} \right)^2 = 72,44 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Производится сравнение частоты вращения ведомых частей главного фрикциона в начале буксования и частоты вращения ведущих частей. Так как $n_{вм} > n_M$ ($1661 > 1500$), то расчет работы буксования выполняется по формуле:

$$L_{п4}^5 = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot (n_{вм4}^5 - n_M)^2}{60^2 \cdot \left(\frac{1}{J_d} \cdot \left(1 + \frac{1}{\beta_{ск}} \right) + \frac{1}{J_{мп5}} \cdot \left(1 + \frac{M_{с5}}{M_{ф}} \right) \right)} =$$

$$= \frac{2 \cdot 3,14^2 \cdot (1661 - 1500)^2}{60^2 \cdot \left(\frac{1}{4,31} \cdot \left(1 + \frac{1}{2} \right) + \frac{1}{72,44} \cdot \left(1 + \frac{559,6}{1910} \right) \right)} = 388 \text{ Дж}$$

Расчет работы буксования при переключении передач «вниз».

Определение частоты вращения ведомых частей главного фрикциона в начале буксования при переключении с 5-й на 4-ю передачу:

$$\begin{aligned} n_{\text{вм5}}^4 &= n_M \cdot \frac{u_4}{u_5} \cdot \left(1 - \frac{9,81 \cdot 3,6 \cdot 10^6 \cdot f_{\text{п5}}^4 \cdot t_{\text{п}} \cdot u_5}{60 \cdot \delta_{\text{п4}}^5 \cdot z_{\text{вк}} \cdot t_{\text{г}} \cdot n_M} \right) = \\ &= 1500 \cdot \frac{7,07}{4,71} \cdot \left(1 - \frac{9,81 \cdot 3,6 \cdot 10^6 \cdot 0,051 \cdot 2 \cdot 4,71}{60 \cdot 1,27 \cdot 14 \cdot 140 \cdot 1500} \right) = 2081 \text{ об/мин} \end{aligned}$$

Момент сопротивления движению машины, приведенный к ведомым дискам главного фрикциона:

$$M_{\text{с4}} = \frac{G_{\text{п}} \cdot f_{\text{п5}}^4 \cdot z_{\text{вк}} \cdot t_{\text{г}} \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot u_4 \cdot \eta_{M4}} = \frac{127350 \cdot 0,051 \cdot 14 \cdot 140 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 7,07 \cdot 0,619} = 463,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коэффициент условного приращения массы машины при включении главного фрикциона:

$$\delta_{04} = 1,258 + 0,0005 \cdot u_4^2 = 1,258 + 0,0005 \cdot 7,07^2 = 1,283$$

Момент инерции движущихся деталей машины, приведенный к ведомому валу главного фрикциона:

$$J_{M4} = \delta_{04} \cdot M \cdot \left(\frac{z_{\text{вк}} \cdot t_{\text{г}} \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot u_4} \right)^2 = 1,283 \cdot 13000 \cdot \left(\frac{14 \cdot 140 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 7,07} \right)^2 = 32,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Производится сравнение частоты вращения ведомых частей главного фрикциона в начале буксования и частоты вращения ведущих частей. Так как $n_{\text{вм}} > n_{\text{м}}$ ($2081 > 1500$), то расчет работы буксования выполняется по формуле:

$$\begin{aligned} L_{\text{п5}}^4 &= \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot (n_{\text{вм5}}^4 - n_M)^2}{60^2 \cdot \left(\frac{1}{J_{\text{д}}} \cdot \left(1 + \frac{1}{\beta_{\text{ск}}} \right) + \frac{1}{J_{M4}} \cdot \left(1 + \frac{M_{\text{с4}}}{M_{\text{ф}}} \right) \right)} = \\ &= \frac{2 \cdot 3,14^2 \cdot (2081 - 1500)^2}{60^2 \cdot \left(\frac{1}{4,31} \cdot \left(1 + \frac{1}{2} \right) + \frac{1}{32,5} \cdot \left(1 + \frac{463,6}{1910} \right) \right)} = 4793 \text{ Дж} \end{aligned}$$

Производятся аналогичные расчеты по определению работы буксования при переключении для остальных передач. Результаты расчетов представлены в таблицах 6.10 и 6.11.

Таблица 6.10 – Результаты расчёта работы буксования главного фрикциона при переключении передач с низшей на высшую

Параметры	Переключаемые передачи			
	4 → 5	3 → 4	2 → 3	1 → 2
$f_{п(i-1)}$	0,032	0,059	0,123	0,204
$u_{(i-1)}$	7,07	10,52	15,63	28,87
u_i	4,71	7,07	10,52	15,63
η_{Mi}	0,483	0,619	0,708	0,768
$M_{ci}, Н\cdot м$	559,6	536,3	657,0	676,1
пм, об/мин	1500			
$\delta_{п(i-1)}$	1,270	1,285	1,317	1,438
$\delta_{пi}$	1,269	1,283	1,313	1,380
$J_M, кг\cdot м^2$	72,37	32,47	15,01	7,15
$n_{в(i-1)}, об/мин$	1661	1552	1160	76
$L_{б(i-1)}, Дж$	388	39	3970	53904

Таблица 6.11 – Результаты расчёта работы буксования главного фрикциона при переключении передач с высшей на низшую

Параметры	Переключаемые передачи			
	5 → 4	4 → 3	3 → 2	2 → 1
$f_{пi}$	0,051	0,098	0,167	0,269
u_i	4,71	7,07	10,52	15,63
$u_{(i-1)}$	7,07	10,52	15,63	28,87
$\eta_{M(i-1)}$	0,619	0,708	0,768	0,825
$M_{c(i-1)}, Н\cdot м$	463,6	523,4	553,5	449,3
пм, об/мин	1500			
$\delta_{пi}$	1,269	1,283	1,313	1,380
$\delta_{п(i-1)}$	1,283	1,313	1,380	1,675
$J_{M(i-1)}, кг\cdot м^2$	32,47	15,01	7,15	2,54
$n_{вi}, об/мин$	2081	1750	1038	-474
$L_{бi}, Дж$	4793	792	5425	51245

Среднее число включений передач на единицу пути:

$$P_{cp} = 0,5 \cdot (n - 1) = 0,5 \cdot (5 - 1) = 2 \text{ пер/км}$$

Коэффициент приведения к среднему количеству включений передач на единицу пути:

$$K_2 = \frac{P_{cp}}{\alpha_{S1} + 2 \cdot \sum_{j=2}^n \alpha_{Sj}} = \frac{2}{0,012 + 2 \cdot (0,108 + 0,238 + 0,24 + 0,403)} = 1,005 \text{ вкл/км}$$

Количество включений пятой передачи:

$$P_5 = K_2 \cdot \alpha_{S5} = 0,955 \cdot 0,403 = 0,405 \text{ вкл/км}$$

Количество включений четвертой передачи:

$$P_4 = K_2 \cdot \left(1 + \frac{\alpha_{S5}}{\alpha_{S4}}\right) \cdot \alpha_{S4} = 1,005 \cdot \left(1 + \frac{0,403}{0,24}\right) \cdot 0,24 = 0,646 \text{ вкл/км}$$

Количество включений третьей передачи:

$$P_3 = K_2 \cdot \left(1 + \frac{\alpha_{S4}}{\alpha_{S3}}\right) \cdot \alpha_{S3} = 1,005 \cdot \left(1 + \frac{0,24}{0,238}\right) \cdot 0,238 = 0,48 \text{ вкл/км}$$

Количество включений второй передачи:

$$P_2 = K_2 \cdot \left(1 + \frac{\alpha_{S3}}{\alpha_{S2}}\right) \cdot \alpha_{S2} = 1,005 \cdot \left(1 + \frac{0,238}{0,108}\right) \cdot 0,108 = 0,348 \text{ вкл/км}$$

Количество включений первой передачи:

$$P_1 = K_2 \cdot \left(1 + \frac{\alpha_{S2}}{\alpha_{S1}}\right) \cdot \alpha_{S1} = 1,005 \cdot \left(1 + \frac{0,108}{0,012}\right) \cdot 0,012 = 0,121 \text{ вкл/км}$$

Количество переключений с 4-й на 5-ю передачу:

$$P_4^5 = P_5^4 = P_5 = 0,405 \text{ пер/км}$$

Количество переключений с 3-й на 4-ю передачу:

$$P_3^4 = P_4^3 = P_4 - P_4^5 = 0,646 - 0,405 = 0,241 \text{ пер/км}$$

Количество переключений со 2-й на 3-ю передачу:

$$P_2^3 = P_3^2 = P_3 - P_3^4 = 0,48 - 0,241 = 0,239 \text{ пер/км}$$

Количество переключений с 1-й на 2-ю передачу:

$$P_1^2 = P_2^1 = P_2 - P_2^3 - \sum_{j=1}^5 P_{Tj} =$$

$$= 0,348 - 0,239 - (0,003 + 0,007 + 0,003 + 0,018 + 0,009) = 0,069 \text{ пер/км}$$

Единичная работа буксования:

$$L_0 = \frac{1}{M} \cdot \left[\sum_{j=1}^5 L_{Tj} \cdot P_{Tj} + \sum_{j=2}^5 P_{j-1}^j \cdot (L_{n(j-1)}^j + L_{nj}^{j-1}) \right] =$$

$$= \frac{1}{13000} \cdot [53531 \cdot 0,003 + 38635 \cdot 0,007 + 135258 \cdot 0,003 + 93451 \cdot 0,018 + \\ + 80781 \cdot 0,009 + (53904 + 51245) \cdot 0,069 + (3970 + 5425) \cdot 0,239 + \\ + (39 + 792) \cdot 0,241 + (388 + 4793) \cdot 0,405] = 1,154 \text{ Дж/кг} \cdot \text{км}$$

7 Контрольный пример расчета оптимальных параметров дисков трения главного фрикциона

Исходные данные:

- суммарный коэффициент сопротивления движению $f = 0,25$;
- расчетная единичная работа буксования $L_0 = 1,154$ Дж/кг·км;
- дорожно-грунтовые условия и режим движения машины (для режима движения № 5):
 - момент сопротивления движению машины, приведенный к ведомым дискам главного фрикциона $M_c = 165,7$ Н·м;
 - работа буксования за одно включение главного фрикциона $L_6 = 80781$ Дж;
 - момент инерции движущихся деталей машины, приведенный к ведомому валу главного фрикциона $J_m = 7,15$ кг·м²;
 - частота вращения ведомых дисков в конце второго периода буксования $n_2 = 415$ об/мин;
 - продолжительность второго периода буксования $\tau_2 = 0,356$ с;
- главный фрикцион:
 - материал накладок дисков трения – НСФ-2;
 - продолжительность первого периода буксования $\tau_1 = 0,3$ с (из таблицы 5.6);
 - коэффициент снижения площади трения $K_d = 0,95$;
- допускаемые характеристики работоспособности:
 - допускаемое среднее удельное давление $[q] = 0,16$ МПа;
 - допускаемая удельная работа буксования за одно включение $[L_{уд}] = 0,35$ Дж/мм²;
 - допускаемое приращение температуры поверхности трения $[\Delta t_{max}] = 30$ °С;
 - допускаемый суммарный износ пары поверхностей трения за технический ресурс $[u_{\Sigma}] = 500$ мкм;
 - технический ресурс $S = 12500$ км;
- характеристики материалов пар трения:
 - коэффициент трения скольжения фрикционных материалов $\mu_{ск} = 0,3$;
 - коэффициент износа $K_u = 19,8 \cdot 10^{-8}$ 1/МПа;
 - удельная теплоемкость стального диска $C_1 = 500$ Дж/кг·К;
 - удельная теплоемкость диска из материала НСФ-2 $C_2 = 1260$ Дж/кг·К;
 - плотность стального диска $\rho_1 = 500$ кг/м³;
 - плотность диска из материала НСФ-2 $\rho_2 = 1260$ кг/м³;
 - удельная теплопроводность стального диска $\lambda_1 = 44$ Вт/м·К;
 - удельная теплопроводность диска из материала НСФ-2 $\lambda_2 = 0,52$ Вт/м·К.

7.1 Расчет дисков трения по удельному давлению на поверхности трения

Принимается начальное значение количества пар трения и наименьшие размеры дисков трения из стандартных значений:

$$z = 2; D_n = 200 \text{ мм}; D_b = 140 \text{ мм}.$$

Удельное давление на поверхностях трения:

$$q = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot M_{max} \cdot \beta_{ск}}{\pi \cdot z \cdot \mu_{ск} \cdot K_d \cdot (D_n^2 - D_b^2) \cdot (D_n + D_b)} =$$

$$= \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 955 \cdot 2}{3,14 \cdot 2 \cdot 0,3 \cdot 0,95 \cdot (200^2 - 140^2) \cdot (200 + 140)} = 2,46 \text{ МПа}$$

Полученное значение сравнивается с допускаемым $[q]$: $2,46 > 0,16$, условие $q < [q]$ не выполняется.

Изменяем число пар трения и диаметры дисков трения и повторно проводим расчет.
 $z=4$; $D_H=380$ мм; $D_B=230$ мм.

$$q = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot M_{max} \cdot \beta_{ск}}{\pi \cdot z \cdot \mu_{ск} \cdot K_d \cdot (D_H^2 - D_B^2) \cdot (D_H + D_B)} =$$

$$q = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 955 \cdot 2}{3,14 \cdot 4 \cdot 0,3 \cdot 0,95 \cdot (380^2 - 230^2) \cdot (380 + 230)} = 0,153 \text{ МПа},$$

$0,153 < 0,16$, условие $q < [q]$ выполняется.

7.2 Расчет дисков трения по удельной работе буксования за одно включение

Расчет выполняется для режима трогания с места, при котором суммарная работа буксования оказалась наибольшей.

Угловое ускорение ведущих дисков:

$$\omega'_1 = \frac{M_{max} \cdot (1 - \beta_{ск})}{J_d} = \frac{955 \cdot (1 - 2)}{4,31} = -221,6 \text{ рад/с}$$

Угловое ускорение ведомых дисков:

$$\omega'_2 = \frac{M_{max} \cdot \beta_{ск} - M_c}{J_m} = \frac{955 \cdot 2 - 165,7}{7,15} = 244,1 \text{ рад/с}$$

Продолжительность третьего периода буксования:

$$\tau_3 = \frac{\pi \cdot (n_M - n_2)}{30 \cdot (\omega'_2 - \omega'_1)} = \frac{3,14 \cdot (1500 - 415)}{30 \cdot (244,1 + 221,6)} = 0,244 \text{ с}$$

Суммарное время буксования:

$$\tau_6 = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 = 0,3 + 0,356 + 0,244 = 0,9 \text{ с}$$

Удельная работа буксования определяется по формуле:

$$L_{уд} = \frac{4 \cdot L_6}{\pi \cdot z \cdot K_d \cdot (D_H^2 - D_B^2)} = \frac{4 \cdot 80781}{3,14 \cdot 4 \cdot 0,95 \cdot (380^2 - 230^2)} = 0,296 \text{ Дж/мм}^2$$

Полученный результат сравнивается с допускаемым значением:
 $0,296 < 0,35 \text{ Дж/мм}^2$, условие $L_{уд} < [L_{уд}]$ выполняется.

7.3 Расчет дисков трения по приращению максимальной температуры на поверхности трения за одно включение

Так как количество пар поверхностей трения $z=4$ ($z > 2$), расчет выполняется по формуле:

$$\Delta t_{max} = \frac{8 \cdot 10^9 \cdot K \cdot L_6}{\pi \cdot z \cdot (K + 1) \cdot S_d \cdot C_1 \cdot \rho_1 \cdot K_d} \cdot \left(1 + \frac{10^{-6} \cdot S_d^2 \cdot C_1 \cdot \rho_1}{12 \cdot \tau_6 \cdot \lambda_1} \right) \cdot \left(\frac{1}{D_H^2 - D_B^2} \right),$$

где K – коэффициент учета распределения тепловых потоков между дисками:

$$K = \frac{\sqrt{C_1 \cdot \rho_1 \cdot \lambda_1}}{\sqrt{C_2 \cdot \rho_2 \cdot \lambda_2}} = \frac{\sqrt{500 \cdot 7860 \cdot 44}}{\sqrt{1260 \cdot 1790 \cdot 0,52}} = 12,143$$

Для определения толщины стального диска необходимо решить полученное уравнение относительно S_d , приняв $\Delta t_{max} = [\Delta t_{max}]$.

Толщина диска равна: $S_d = 6,031$ мм.

Полученное значение округляется до ближайшего большего значения согласно ГОСТ 19903-74: $S_d = 6,5$ мм.

Приращение максимальной температуры на поверхности трения:

$$\Delta t_{max} = \frac{8 \cdot 10^9 \cdot 12,143 \cdot 80781}{3,14 \cdot 4 \cdot (12,143 + 1) \cdot 6,5 \cdot 500 \cdot 7860 \cdot 0,95} \cdot \left(1 + \frac{10^{-6} \cdot 6,5^2 \cdot 500 \cdot 7860}{12 \cdot 1,011 \cdot 44}\right) \cdot \left(\frac{1}{380^2 - 230^2}\right) = 28,9^\circ\text{C}$$

Полученное значение сравнивается с допустимым значением $[\Delta t_{max}]$: $28,9 < 30$, условие $\Delta t_{max} < [\Delta t_{max}]$ выполняется.

7.4 Расчет дисков трения по допустимому износу за технический ресурс

Линейный износ поверхностей трения дисков главного фрикциона определяется по методике расчета сопряжений на износ при выполнении условия касания поверхностей.

Работа буксования в эксплуатационных условиях:

$$L_T = L_0 \cdot S \cdot M = 1,154 \cdot 12500 \cdot 13000 = 187 \cdot 10^6 \text{ Дж}$$

Износ пары трения за технический ресурс определяется по формуле:

$$u_\Sigma = K_u \cdot \frac{4 \cdot 10^6 \cdot L_T}{\pi \cdot z \cdot \mu_{ск} \cdot K_d \cdot (D_H^2 - D_B^2)} = \\ = 19,8 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{4 \cdot 10^6 \cdot 187 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 4 \cdot 0,3 \cdot 0,95 \cdot (380^2 - 230^2)} = 453 \text{ мкм}$$

Полученный результат сравнивается с допустимым значением $[u_\Sigma]$: $453 < 500$, условие $u_\Sigma < [u_\Sigma]$ выполняется.

7.5 Расчет массы комплекта дисков трения

Для оценки полученных при расчете вариантов дисков трения (D_H , D_B , z , S_d) необходимо определить массу комплекта дисков трения главного фрикциона.

Так как пару трения составляют сталь и асбестовая накладка, масса комплекта определяется по формуле:

$$M_{ca} = \frac{\pi}{4 \cdot 10^9} \cdot (D_H^2 - D_B^2) \cdot [(2 \cdot S_a \cdot \rho_2 + S_5 \cdot \rho_1) \cdot z_a + S_d \cdot \rho_1 \cdot (z_{ca} + 3)]$$

$S_a = 4,5$ мм – толщина асбестовой накладки (согласно ГОСТ 1786-74).

Толщина стального диска, на который устанавливаются асбестовые накладки:

$$S_5 = \frac{S_a}{2} = \frac{4,5}{2} = 2,25 \text{ мм}$$

Принимаем $S_5 = 3$ мм (согласно ГОСТ 19903-74).

Число дисков с асбестовыми накладками в комплекте:

$$z_a = \frac{z}{2} = \frac{4}{2} = 2$$

Число стальных дисков в комплекте, работающих с металлокерамическими дисками:

$$z_{ca} = z_a - 1 = 2 - 1 = 1$$

Масса комплекта дисков трения:

$$M_{ca} = \frac{3,14}{4 \cdot 10^9} \cdot (380^2 - 230^2) \cdot \\ \cdot [(2 \cdot 4,5 \cdot 1790 + 3 \cdot 7860) \cdot 2 + 6,5 \cdot 7860 \cdot (1 + 3)] = 20,4 \text{ кг}$$

8 Контрольный пример расчета параметров нажимных пружин главного фрикциона

8.1 Проектный расчет одинарных нажимных пружин

Исходные данные:

- зазор между парой трущихся поверхностей, необходимый для чистого выключения фрикциона $\delta_d = 0,6$ мм (из таблицы 5.5);
- нажимные пружины:
 - отношение деформации пружины при включенном главном фрикционе к ходу нажимного диска $K_F = 6,6$;
 - относительная высота пружины в свободном состоянии $h_{от} = 3,55$;
 - относительный инерционный зазор пружины $\delta_{п} = 0,05$;
- нажимное устройство и механизм выключения:
 - расположение пружин – последовательное;
 - число окружностей, на которых расположены пружины, $z_o = 1$;
 - число отжимных рычагов $z_p = 3$;
 - способ установки пружин – в гильзах;
 - отношение расстояния между осями соседних пружин к наружному диаметру пружины $K_y = 2,25$ (так как пружины установлены в гильзах);
- модуль упругости при кручении материала проволоки пружины $G_{п} = 80000$ МПа;
- число опорных витков $n_2 = 1,5$.

Сила пружин, необходимая для сжатия дисков трения при включенном главном фрикционе:

$$P_{с1} = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot M_{max} \cdot \beta_{ск}}{z \cdot \mu_{ск} \cdot (D_H + D_B)} = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot 955 \cdot 2}{4 \cdot 0,3 \cdot (380 + 230)} = 10437 \text{ Н}$$

Деформация пружины при включенном главном фрикционе:

$$F_1 = K_F \cdot \delta_d \cdot z = 6,6 \cdot 0,6 \cdot 4 = 15,84 \text{ мм}$$

Рабочий ход нажимного диска:

$$S_H = \delta_d \cdot z = 0,6 \cdot 4 = 2,4 \text{ мм}$$

Деформация пружины при выключенном главном фрикционе:

$$F_2 = F_1 + \delta_d \cdot z = 15,84 + 0,6 \cdot 4 = 18,24 \text{ мм}$$

Диаметр окружности расположения пружин:

$$D_{к1} = \frac{D_H + D_B}{2} = \frac{380 + 230}{2} = 305 \text{ мм}$$

Из информационного обеспечения принимаются начальные размеры пружины № 451:

$D = 18$ мм – наружный диаметр пружины;

$d = 3$ мм – диаметр проволоки пружин;

$\sigma_B = 1650$ МПа – временное сопротивление материала проволоки пружины.

Количество пружин:

$$n_{п} = \frac{\pi \cdot D_{к1}}{K_y \cdot D} - z_p = \frac{3,14 \cdot 305}{2,25 \cdot 18} - 3 = 20,7$$

Принимаем после округления до меньшего целого, кратного количеству отжимных рычагов $n_{п} = 18$.

Сила пружины при включенном главном фрикционе:

$$P_1 = \frac{P_{c1}}{n_{\text{п}}} = \frac{10437}{18} = 580 \text{ Н}$$

Сила пружины при выключенном главном фрикционе:

$$P_2 = P_1 \cdot \left(1 + \frac{1}{K_F}\right) = P_1 \cdot \left(1 + \frac{1}{6,6}\right) = 580 \cdot \left(1 + \frac{1}{6,6}\right) = 668 \text{ Н}$$

Жесткость пружины:

$$z_{\text{п}} = \frac{P_1}{K_F \cdot \delta_{\text{д}} \cdot z} = \frac{580}{6,6 \cdot 0,6 \cdot 4} = 36,6 \text{ Н/мм}$$

Сила пружины при максимальной деформации:

$$P_3 = \frac{P_2}{1 - \delta_{\text{п}}} = \frac{668}{1 - 0,05} = 703 \text{ Н}$$

Средний диаметр пружины:

$$D_0 = D - d = 18 - 3 = 15 \text{ мм}$$

Индекс пружины:

$$C = \frac{D_0}{d} = \frac{15}{3} = 5$$

Коэффициент, учитывающий кривизну витков пружины:

$$K_{\text{п}} = \frac{4 \cdot C - 1}{4 \cdot C - 4} + \frac{0,615}{C} = \frac{4 \cdot 5 - 1}{4 \cdot 5 - 4} + \frac{0,615}{5} = 1,31$$

Максимальное касательное напряжение при кручении:

$$\tau = 0,5 \cdot \sigma_{\text{в}} = 0,5 \cdot 1650 = 825 \text{ МПа}$$

Сила пружины при максимальной деформации:

$$P_{3c} = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau}{8 \cdot K_{\text{п}} \cdot D_0} = \frac{3,14 \cdot 3^3 \cdot 825}{8 \cdot 1,31 \cdot 15} = 445 \text{ Н}$$

Найденное значение P_{3c} сравнивается с определенным ранее P_3 : $445 < 703$, условие $P_{3c} > P_3$ не выполняется. Выбранная пружина не удовлетворяет требованиям. Производя перебор параметров пружин из информационного обеспечения, принимаются пружины № 509:

$D = 28 \text{ мм}$, $d = 5 \text{ мм}$, $\sigma_{\text{в}} = 1400 \text{ МПа}$.

Количество пружин:

$$n_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{к1}}}{K_y \cdot D} - z_{\text{р}} = \frac{3,14 \cdot 305}{2,25 \cdot 28} - 3 = 12,2$$

Принимаем после округления до меньшего целого, кратного количеству отжимных рычагов $n_{\text{п}} = 12$.

Сила пружины при включенном главном фрикционе:

$$P_1 = \frac{P_{c1}}{n_{\text{п}}} = \frac{10437}{12} = 870 \text{ Н}$$

Сила пружины при выключенном главном фрикционе:

$$P_2 = P_1 \cdot \left(1 + \frac{1}{K_F}\right) = P_1 \cdot \left(1 + \frac{1}{6,6}\right) = 870 \cdot \left(1 + \frac{1}{6,6}\right) = 1002 \text{ Н}$$

Жесткость пружины:

$$z_{\text{п}} = \frac{P_1}{K_F \cdot \delta_{\text{д}} \cdot z} = \frac{870}{6,6 \cdot 0,6 \cdot 4} = 54,91 \text{ Н/мм}$$

Сила пружины при максимальной деформации:

$$P_3 = \frac{P_2}{1 - \delta_{\Pi}} = \frac{1002}{1 - 0,05} = 1054 \text{ Н}$$

Средний диаметр пружины:

$$D_0 = D - d = 28 - 5 = 23 \text{ мм}$$

Индекс пружины:

$$C = \frac{D_0}{d} = \frac{23}{5} = 4,6$$

Коэффициент, учитывающий кривизну витков пружины:

$$K_{\Pi} = \frac{4 \cdot C - 1}{4 \cdot C - 4} + \frac{0,615}{C} = \frac{4 \cdot 4,6 - 1}{4 \cdot 4,6 - 4} + \frac{0,615}{4,6} = 1,34$$

Максимальное касательное напряжение при кручении:

$$\tau = 0,5 \cdot \sigma_B = 0,5 \cdot 1400 = 700 \text{ МПа}$$

Сила пружины при максимальной деформации:

$$P_{3c} = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau}{8 \cdot K_{\Pi} \cdot D_0} = \frac{3,14 \cdot 5^3 \cdot 700}{8 \cdot 1,31 \cdot 23} = 1113 \text{ Н}$$

Найденное значение P_{3c} сравнивается с определенным ранее P_3 : $1113 > 1054$, условие $P_{3c} > P_3$ выполняется. Выбранная пружина удовлетворяет требованиям.

Жесткость одного витка пружины:

$$z_1 = \frac{G_{\Pi} \cdot d^4}{8 \cdot D_0^3} = \frac{80000 \cdot 5^4}{8 \cdot 23^3} = 513,89 \text{ Н/мм}$$

Число рабочих витков пружины:

$$n_{\text{рв}} = \frac{z_1}{z_{\Pi}} = \frac{513,89}{54,91} = 9,36$$

После округления принимаем $n_{\text{рв}} = 9,5$.

Полное число витков пружины:

$$n_1 = n_{\text{рв}} + n_2 = 9,5 + 1,5 = 11$$

Масса комплекта пружин:

$$Q = 19,25 \cdot 10^{-6} \cdot D_0 \cdot d^2 \cdot n_1 \cdot n_{\Pi} = 19,25 \cdot 10^{-6} \cdot 23 \cdot 5^2 \cdot 11 \cdot 12 = 1,46 \text{ кг}$$

Жесткость пружины:

$$z_{\Pi} = \frac{z_1}{n_{\text{рв}}} = \frac{513,69}{9,5} = 54,1 \text{ Н/мм}$$

Деформация пружины при включенном главном фрикционе:

$$F_1 = \frac{P_1}{z_{\Pi}} = \frac{870}{54,1} = 16,09 \text{ мм}$$

Деформация пружины при выключенном главном фрикционе:

$$F_2 = \frac{P_2}{z_{\Pi}} = \frac{1002}{54,1} = 18,52 \text{ мм}$$

Максимальная деформация пружины при соприкосновении витков:

$$F_3 = \frac{P_3}{z_{\Pi}} = \frac{1054}{54,1} = 19,5 \text{ мм}$$

Высота пружины при максимальной деформации:

$$H_3 = (n_1 + 1 - n_2) \cdot d = (11 + 1 - 1,5) \cdot 5 = 52,5 \text{ мм}$$

Высота пружины в свободном состоянии:

$$H_0 = H_3 + F_3 = 52,5 + 19,5 = 72 \text{ мм}$$

Высота пружины при включенном главном фрикционе:

$$H_1 = H_0 - F_1 = 72 - 16,09 = 55,9 \text{ мм}$$

Высота пружины при выключенном главном фрикционе:

$$H_2 = H_0 - F_2 = 72 - 18,52 = 53,48 \text{ мм}$$

Длина развернутой пружины:

$$L_{\text{рп}} = 3,2 \cdot D_0 \cdot n_1 = 3,2 \cdot 23 \cdot 11 = 809,6 \text{ мм}$$

Максимальное касательное напряжение при кручении:

$$\tau = K_{\text{п}} \cdot \frac{8 \cdot P_3 \cdot D_0}{\pi \cdot d^3} = 1,31 \cdot \frac{8 \cdot 1054 \cdot 23}{3,14 \cdot 5^3} = 663 \text{ МПа}$$

Наибольший прогиб одного витка:

$$f_3 = \frac{\pi \cdot D_0^2 \cdot \tau}{K_{\text{п}} \cdot d \cdot G} = \frac{3,14 \cdot 23^2 \cdot 663}{1,31 \cdot 5 \cdot 80000} = 2,17 \text{ мм}$$

Шаг пружины в свободном состоянии:

$$t_{\text{п}} = f_3 + d = 2,17 + 5 = 7,17 \text{ мм}$$

Внутренний диаметр направляющей гильзы:

$$D_{\text{гв}} = D + \Delta = 28 + 3 = 31$$

Относительная высота пружины в свободном состоянии:

$$h_0 = \frac{H_0}{D - d} = \frac{72}{28 - 5} = 3,13$$

Полученное значение h_0 сравнивается с заданным $h_{\text{от}} = 3,55$: $3,13 < 3,55$, условие $h_0 \leq h_{\text{от}}$ выполняется, выбранная пружина отвечает требованиям.

8.2 Проектный расчет двойных нажимных пружин

Исходные данные принимаются те же, как и для расчета одинарных нажимных пружин, кроме величины относительного инерционного зазора: $\delta_{\text{п}} = 0,15$.

Из информационного обеспечения принимаются начальные размеры пружин:

- основной № 499: $D_{\text{по}} = 38 \text{ мм}$, $d_{\text{по}} = 5 \text{ мм}$, $\sigma_{\text{во}} = 1400 \text{ МПа}$;

- дополнительной № 419: $D_{\text{пд}} = 26 \text{ мм}$, $d_{\text{пд}} = 3 \text{ мм}$, $\sigma_{\text{вд}} = 1650 \text{ МПа}$.

Количество пружин:

$$n_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{к1}}}{K_{\text{у}} \cdot D_{\text{по}}} - z_{\text{р}} = \frac{3,14 \cdot 305}{2,25 \cdot 38} - 3 = 8,2$$

Принимаем после округления до меньшего целого, кратного количеству отжимных рычагов $n_{\text{п}} = 6$.

Сила составной пружины при включенном главном фрикционе:

$$P_{\text{п}} = \frac{P_{\text{с1}}}{n_{\text{п}}} = \frac{10437}{6} = 1740 \text{ Н}$$

Средний диаметр D_0 , индекс пружины c , коэффициент, учитывающий кривизну витков $K_{\text{л}}$, и максимальное касательное напряжение при кручении τ_3 для основной пружины:

$$D_0 = D_{\text{по}} - d_{\text{по}} = 38 - 5 = 33 \text{ мм}$$

$$c_{\text{по}} = \frac{D_0}{d_{\text{по}}} = \frac{33}{5} = 6,6$$

$$K_{\text{по}} = \frac{4 \cdot c_{\text{по}} - 1}{4 \cdot c_{\text{по}} - 4} + \frac{0,615}{c_{\text{по}}} = \frac{4 \cdot 6,5 - 1}{4 \cdot 6,6 - 4} + \frac{0,615}{6,6} = 1,23$$

$$\tau_{30} = 0,5 \cdot \sigma_{\text{во}} = 700 \text{ МПа}$$

Сила основной пружины при максимальной деформации:

$$P_{3co} = \frac{\pi \cdot d_{по}^3 \cdot \tau_{3o}}{8 \cdot K_{по} \cdot D_o} = \frac{3,14 \cdot 5^3 \cdot 700}{8 \cdot 1,23 \cdot 33} = 849 \text{ Н}$$

Сила основной пружины при выключенном главном фрикционе:

$$P_{2o} = P_{3co} \cdot (1 - \delta_{п}) = 849 \cdot (1 - 0,15) = 721 \text{ Н}$$

Сила основной пружины при включенном главном:

$$P_{1o} = \frac{P_{2o}}{1 + \frac{1}{K_F}} = \frac{721}{1 + \frac{1}{6,6}} = 626 \text{ Н}$$

Жесткость основной пружины z_n , жесткость одного витка z_1 и число рабочих витков $n_{рво}$ основной пружины:

$$z_{по} = \frac{P_{1o}}{K_F \cdot \delta_d \cdot z} = \frac{626}{6,6 \cdot 0,6 \cdot 4} = 39,52 \text{ Н/мм}$$

$$z_{1o} = \frac{G \cdot d_{по}^4}{8 \cdot D_o^3} = \frac{80000 \cdot 5^4}{8 \cdot 33^3} = 173,92 \text{ Н/мм}$$

$$n_{рво} = \frac{z_{1o}}{z_{по}} = \frac{173,92}{39,52} = 4,4$$

Принимаем: $n_{рво} = 4,5$.

Число рабочих витков дополнительной пружины:

$$n_{рвд} = n_{рво} \cdot \frac{d_{по}}{d_{пд}} + (n_2 + 1 - n_3) \cdot \left(\frac{d_{по}}{d_{пд}} - 1 \right) = 4,5 \cdot \frac{5}{3} + (1,5 + 1 - 1,5) \cdot \left(\frac{5}{3} - 1 \right) = 8,17$$

Принимаем: $n_{рвд} = 8$.

Средний диаметр дополнительной пружины:

$$D_d = D_{пд} - d_{пд} = 26 - 3 = 23 \text{ мм}$$

Индекс дополнительной пружины:

$$c_{пд} = \frac{D_d}{d_{пд}} = \frac{23}{3} = 7,67$$

Коэффициент, учитывающий кривизну витков дополнительной пружины:

$$K_{пд} = \frac{4 \cdot c_{пд} - 1}{4 \cdot c_{пд} - 4} + \frac{0,615}{c_{пд}} = \frac{4 \cdot 7,67 - 1}{4 \cdot 7,67 - 4} + \frac{0,615}{7,67} = 1,19$$

Максимальное касательное напряжение при кручении дополнительной пружины:

$$\tau_{3д} = 0,5 \cdot \sigma_{вд} = 0,5 \cdot 1650 = 825 \text{ МПа}$$

Сила дополнительной пружины при максимальной деформации:

$$P_{3сд} = \frac{\pi \cdot d_{пд}^3 \cdot \tau_{3д}}{8 \cdot K_{пд} \cdot D_d} = \frac{3,14 \cdot 3^3 \cdot 825}{8 \cdot 1,19 \cdot 23} = 319 \text{ Н}$$

Жесткость одного витка и жесткость дополнительной пружины:

$$z_{1д} = \frac{G \cdot d_{пд}^4}{8 \cdot D_d^3} = \frac{80000 \cdot 3^4}{8 \cdot 23^3} = 66,57 \text{ Н/мм}$$

$$z_{пд} = \frac{z_{1д}}{n_{рвд}} = \frac{66,57}{8} = 8,32 \text{ Н/мм}$$

Максимальная деформация основной пружины при соприкосновении витков:

$$F_{3o} = \frac{P_{3co}}{z_{по}} = \frac{849}{39,52} = 21,46 \text{ мм}$$

Деформация основной пружины при включенном главном фрикционе:

$$F_{10} = \frac{P_{10}}{z_{по}} = \frac{626}{39,52} = 15,84 \text{ мм}$$

Высота основной пружины при максимальной деформации:

$$H_{30} = (n_{рво} + n_2 + 1 - n_3) \cdot d_{по} = (4,5 + 1,5 + 1 - 1,5) \cdot 5 = 27,5 \text{ мм}$$

Высота основной пружины в свободном состоянии:

$$H_{00} = H_{30} + F_{30} = 27,5 + 21,46 = 48,96 \text{ мм}$$

Высота основной пружины при включенном главном фрикционе:

$$H_{10} = H_{00} - F_{10} = 48,96 - 15,84 = 33,12 \text{ мм}$$

Максимальная деформация дополнительной пружины при соприкосновении витков:

$$F_{3д} = \frac{P_{3сд}}{z_{пд}} = \frac{319}{8,32} = 38,3 \text{ мм}$$

Высота дополнительной пружины при максимальной деформации:

$$H_{3д} = (n_{рвд} + n_2 + 1 - n_3) \cdot d_{пд} = (8 + 1,5 + 1 - 1,5) \cdot 3 = 27 \text{ мм}$$

Высота дополнительной пружины в свободном состоянии:

$$H_{0д} = H_{3д} + F_{3д} = 27 + 38,3 = 65,3 \text{ мм}$$

Деформация дополнительной пружины при включенном главном фрикционе:

$$F_{1д} = H_{0д} - H_{10} = 65,3 - 33,12 = 32,2 \text{ мм}$$

Сила дополнительной пружины при включенном главном фрикционе:

$$P_{1д} = F_{1д} \cdot z_{пд} = 32,2 \cdot 8,32 = 268 \text{ Н}$$

Суммарная сила основной и дополнительной пружин при включенном главном фрикционе:

$$P_F = P_{10} + P_{1д} = 626 + 268 = 894 \text{ Н}$$

Найденное значение P_F сравнивается с определенным ранее P_n : $894 < 1740$, условие $P_F > P_n$ не выполняется. Выбранные пружины не обеспечивают требуемое усилие сжатия дисков трения.

После перебора параметров пружин и проведения расчетов принимаются следующие размеры пружин:

- основной № 504: $D_{по} = 34 \text{ мм}$, $d_{по} = 5 \text{ мм}$, $\sigma_{во} = 1400 \text{ МПа}$;

- дополнительной № 494: $D_{пд} = 22 \text{ мм}$, $d_{пд} = 4 \text{ мм}$, $\sigma_{вд} = 1500 \text{ МПа}$.

Количество пружин:

$$n_n = \frac{\pi \cdot D_{к1}}{K_y \cdot D_{по}} - z_p = \frac{3,14 \cdot 305}{2,25 \cdot 34} - 3 = 9,53$$

Принимаем $n_n = 9$.

Сила составной пружины при включенном главном фрикционе:

$$P_n = \frac{P_{с1}}{n_n} = \frac{10437}{9} = 1160 \text{ Н}$$

Средний диаметр D_0 , индекс пружины c , коэффициент, учитывающий кривизну витков K_n , и максимальное касательное напряжение при кручении τ_3 для основной пружины:

$$D_0 = D_{по} - d_{по} = 34 - 5 = 29 \text{ мм}$$

$$c_{по} = \frac{D_0}{d_{по}} = \frac{29}{5} = 5,8$$

$$K_{по} = \frac{4 \cdot c_{по} - 1}{4 \cdot c_{по} - 4} + \frac{0,615}{c_{по}} = \frac{4 \cdot 5,8 - 1}{4 \cdot 5,8 - 4} + \frac{0,615}{5,8} = 1,26$$

$$\tau_{30} = 0,5 \cdot \sigma_{во} = 700 \text{ МПа}$$

Сила основной пружины при максимальной деформации:

$$P_{3co} = \frac{\pi \cdot d_{по}^3 \cdot \tau_{3o}}{8 \cdot K_{по} \cdot D_o} = \frac{3,14 \cdot 5^3 \cdot 700}{8 \cdot 1,23 \cdot 29} = 939 \text{ Н}$$

Сила основной пружины при выключенном главном фрикционе:

$$P_{2o} = P_{3co} \cdot (1 - \delta_{п}) = 939 \cdot (1 - 0,15) = 798 \text{ Н}$$

Сила основной пружины при включенном главном:

$$P_{1o} = \frac{P_{2o}}{1 + \frac{1}{K_F}} = \frac{798}{1 + \frac{1}{6,6}} = 693 \text{ Н}$$

Жесткость основной пружины z_n , жесткость одного витка z_1 и число рабочих витков $n_{рв}$ основной пружины:

$$z_{по} = \frac{P_{1o}}{K_F \cdot \delta_d \cdot z} = \frac{693}{6,6 \cdot 0,6 \cdot 4} = 43,74 \text{ Н/мм}$$

$$z_{1o} = \frac{G \cdot d_{по}^4}{8 \cdot D_o^3} = \frac{80000 \cdot 5^4}{8 \cdot 29^3} = 256,26 \text{ Н/мм}$$

$$n_{рво} = \frac{z_{1o}}{z_{по}} = \frac{256,26}{43,74} = 5,9$$

Принимаем: $n_{рво} = 6$.

Число рабочих витков дополнительной пружины:

$$n_{рвд} = n_{рво} \cdot \frac{d_{по}}{d_{пд}} + (n_2 + 1 - n_3) \cdot \left(\frac{d_{по}}{d_{пд}} - 1 \right) = 6 \cdot \frac{5}{4} + (1,5 + 1 - 1,5) \cdot \left(\frac{5}{4} - 1 \right) = 7,75$$

Принимаем: $n_{рвд} = 8$.

Средний диаметр дополнительной пружины:

$$D_d = D_{пд} - d_{пд} = 22 - 4 = 18 \text{ мм}$$

Индекс дополнительной пружины:

$$c_{пд} = \frac{D_d}{d_{пд}} = \frac{18}{4} = 4,5$$

Коэффициент, учитывающий кривизну витков дополнительной пружины:

$$K_{пд} = \frac{4 \cdot c_{пд} - 1}{4 \cdot c_{пд} - 4} + \frac{0,615}{c_{пд}} = \frac{4 \cdot 4,5 - 1}{4 \cdot 4,5 - 4} + \frac{0,615}{4,5} = 1,35$$

Максимальное касательное напряжение при кручении дополнительной пружины:

$$\tau_{3д} = 0,5 \cdot \sigma_{вд} = 0,5 \cdot 1500 = 750 \text{ МПа}$$

Сила дополнительной пружины при максимальной деформации:

$$P_{3cd} = \frac{\pi \cdot d_{пд}^3 \cdot \tau_{3д}}{8 \cdot K_{пд} \cdot D_d} = \frac{3,14 \cdot 3^3 \cdot 750}{8 \cdot 1,35 \cdot 18} = 775 \text{ Н}$$

Жесткость одного витка и жесткость дополнительной пружины:

$$z_{1д} = \frac{G \cdot d_{пд}^4}{8 \cdot D_d^3} = \frac{80000 \cdot 3^4}{8 \cdot 18^3} = 438,96 \text{ Н/мм}$$

$$z_{пд} = \frac{z_{1д}}{n_{рвд}} = \frac{438,96}{8} = 54,87 \text{ Н/мм}$$

Максимальная деформация основной пружины при соприкосновении витков:

$$F_{3o} = \frac{P_{3co}}{z_{по}} = \frac{939}{43,74} = 21,46 \text{ мм}$$

Деформация основной пружины при включенном главном фрикционе:

$$F_{10} = \frac{P_{10}}{z_{п0}} = \frac{693}{43,74} = 15,84 \text{ мм}$$

Высота основной пружины при максимальной деформации:

$$H_{30} = (n_{рво} + n_2 + 1 - n_3) \cdot d_{п0} = (6 + 1,5 + 1 - 1,5) \cdot 5 = 35 \text{ мм}$$

Высота основной пружины в свободном состоянии:

$$H_{00} = H_{30} + F_{30} = 35 + 21,46 = 56,46 \text{ мм}$$

Высота основной пружины при включенном главном фрикционе:

$$H_{10} = H_{00} - F_{10} = 56,46 - 15,84 = 40,62 \text{ мм}$$

Максимальная деформация дополнительной пружины при соприкосновении витков:

$$F_{3д} = \frac{P_{3сд}}{z_{пд}} = \frac{775}{54,87} = 14,13 \text{ мм}$$

Высота дополнительной пружины при максимальной деформации:

$$H_{3д} = (n_{рвд} + n_2 + 1 - n_3) \cdot d_{пд} = (8 + 1,5 + 1 - 1,5) \cdot 4 = 36 \text{ мм}$$

Высота дополнительной пружины в свободном состоянии:

$$H_{0д} = H_{3д} + F_{3д} = 36 + 14,13 = 50,13 \text{ мм}$$

Деформация дополнительной пружины при включенном главном фрикционе:

$$F_{1д} = H_{0д} - H_{10} = 50,13 - 40,62 = 9,51 \text{ мм}$$

Сила дополнительной пружины при включенном главном фрикционе:

$$P_{1д} = F_{1д} \cdot z_{пд} = 9,51 \cdot 54,87 = 522 \text{ Н}$$

Суммарная сила основной и дополнительной пружин при включенном главном фрикционе:

$$P_F = P_{10} + P_{1д} = 693 + 522 = 1215 \text{ Н}$$

Найденное значение P_F сравнивается с определенным ранее P_n : $1215 > 1160$, условие $P_F > P_n$ выполняется, выбранные пружины обеспечивают требуемое усилие сжатия дисков трения.

Сила дополнительной пружины при включенном главном фрикционе:

$$P_{1д} = P_n - P_{10} = 1160 - 693 = 467 \text{ Н}$$

Деформация пружины при включенном главном фрикционе:

$$F_{1д} = \frac{P_{1д}}{z_{пд}} = \frac{467}{54,87} = 8,51 \text{ мм}$$

Высота дополнительной пружины в свободном состоянии:

$$H_{0д} = H_{10} + F_{1д} = 40,62 + 8,51 = 49,13 \text{ мм}$$

Деформация дополнительной пружины при выключенном главном фрикционе:

$$F_{2д} = F_{1д} + \delta_d \cdot z = 8,51 + 0,6 \cdot 4 = 10,91 \text{ мм}$$

Высота дополнительной пружины при включенном главном фрикционе:

$$H_{2д} = H_{0д} - F_{2д} = 49,13 - 10,91 = 38,22 \text{ мм}$$

Максимальная деформация дополнительной пружины при соприкосновении витков:

$$F_{3д} = H_{0д} - H_{3д} = 49,13 - 36 = 13,13 \text{ мм}$$

Сила дополнительной пружины при соприкосновении витков:

$$P_{3д} = F_{3д} \cdot z_{пд} = 13,13 \cdot 54,87 = 720 \text{ Н}$$

Расчет остальных параметров дополнительной пружины:

$$n_{1д} = n_{рвд} + n_2 = 8 + 1,5 = 9,5$$

$$Q_{пд} = 19,25 \cdot 10^{-6} \cdot D_{пд} \cdot d_{пд}^2 \cdot n_{1д} \cdot n_n = 19,25 \cdot 10^{-6} \cdot 18 \cdot 4^2 \cdot 9,5 \cdot 9 = 0,47 \text{ кг}$$

$$L_{рд} = 3,2 \cdot D_{пд} \cdot n_{1д} = 3,2 \cdot 18 \cdot 9,5 = 547,2 \text{ мм}$$

$$\tau_d = K_{пд} \cdot \frac{8 \cdot P_{зд} \cdot D_{пд}}{\pi \cdot d_{пд}^3} = 1,35 \cdot \frac{8 \cdot 720 \cdot 18}{3,14 \cdot 4^3} = 697 \text{ МПа}$$

$$f_{зд} = \frac{\pi \cdot D_{пд}^2 \cdot \tau_d}{K_{пд} \cdot d_{пд} \cdot G} = \frac{3,14 \cdot 18^2 \cdot 697}{1,35 \cdot 4 \cdot 80000} = 1,64 \text{ мм}$$

$$t_{пд} = f_{зд} + d_{пд} = 1,64 + 4 = 5,64 \text{ мм}$$

Относительная высота дополнительной пружины в свободном состоянии:

$$h_{од} = \frac{H_{од}}{D_{пд} - d_{пд}} = \frac{49,13}{18 - 4} = 3,51$$

Расчет остальных параметров основной пружины:

$$n_{10} = n_{рво} + n_2 = 6 + 1,5 = 7,5$$

$$Q_{по} = 19,25 \cdot 10^{-6} \cdot D_{по} \cdot d_{по}^2 \cdot n_{10} \cdot n_n = 19,25 \cdot 10^{-6} \cdot 34 \cdot 5^2 \cdot 7,5 \cdot 9 = 0,94 \text{ кг}$$

$$L_{ро} = 3,2 \cdot D_{по} \cdot n_{10} = 3,2 \cdot 34 \cdot 7,5 = 696 \text{ мм}$$

$$\tau_o = K_{по} \cdot \frac{8 \cdot P_{зо} \cdot D_{по}}{\pi \cdot d_{по}^3} = 1,26 \cdot \frac{8 \cdot 720 \cdot 21,46}{3,14 \cdot 5^3} = 700 \text{ МПа}$$

$$f_{зо} = \frac{\pi \cdot D_{по}^2 \cdot \tau_o}{K_{по} \cdot d_{по} \cdot G} = \frac{3,14 \cdot 34^2 \cdot 700}{1,26 \cdot 5 \cdot 80000} = 3,66 \text{ мм}$$

$$t_{по} = f_{зо} + d_{по} = 3,66 + 5 = 8,66 \text{ мм}$$

Относительная высота основной пружины в свободном состоянии:

$$h_{оо} = \frac{H_{оо}}{D_{по} - d_{по}} = \frac{56,46}{34 - 5} = 2,35$$

Полученные значения h_0 сравниваются с заданным $h_{от} = 3,55$:

$3,51 < 3,55$, $2,35 < 3,55$, условия $h_0 \leq h_{от}$ выполняются, выбранные пружины отвечают требованиям.

Библиографический список

- 1 Методические указания к проведению практических занятий по курсам: «Конструирование и расчет гусеничных машин» и «Автоматизация проектирования конструкций» для студентов специальности 0534. Тема: конструирование и расчет главного фрикциона. Методика определения нагруженности главного фрикциона / Л.Б. Чернов, А. К. Сухоруков, В. В. Болотов – Курган : КМИ, 1984. – 36 с.
- 2 Основы методологии проектирования машин : Учебное пособие для вузов / Л. Б. Чернов – Москва : Машиностроение, 1978. – 148 с.
- 3 Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин / И. М. Зальцерман [и др.] – Москва : Машиностроение, 1965. – 241 с.
- 4 Надежность машин / А. С. Проников – Москва : Машиностроение, 1978. – 592 с.
- 5 Основы теории транспортных гусеничных машин / Н. А. Забавников – Москва : Машиностроение, 1975. – 448 с.
- 6 Теория и расчет нелинейных систем поддресоривания гусеничных машин / А. А. Дмитриев, В. А. Чобиток, А. В. Тельминов – Москва : Машиностроение, 1976. – 207 с.
- 7 Функции распределения скоростей движения и оборотов двигателя гусеничных машин / Р. К. Вафин – Москва : Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 1974, №10, с.103.
- 8 Теория танка / Л. В. Сергеев – Москва : Издание Академии, 1973. – 494 с.

Хомичев Алексей Сергеевич

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ
ГЛАВНОГО ФРИКЦИОНА

Методические указания
к выполнению лабораторных работ
по дисциплине «Проектирование транспортных средств
специального назначения»
для студентов специальности 23.05.02
направление подготовки «Транспортные средства специального назначения»

Редактор Л. П. Чукомина

Подписано 28.02.20	Формат 60x84 1/16	Бумага 80 г/м ²
Печать цифровая	Усл. печ. л. 2,8	Уч. изд. л. 2,8
Заказ 20	Тираж 25	Не для продажи

БИЦ Курганского государственного университета.

640020, г. Курган, ул. Советская, 63/4.

Курганский государственный университет.