МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Техническая эксплуатация автомобилей»

МЕТОДОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов специальности
1-37 80 01 «Транспорт»
очной и заочной форм обучения

Могилев 2021

УДК 691.113.004
ББК 39.33-08
Т38

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Техническая эксплуатация автомобилей» «23» сентября 2021 г., протокол № 2

Составители: канд. техн. наук, доц. О. В. Билык;
ст. преподаватель Е. А. Моисеев;
ст. преподаватель С. Ю. Билык;
ст. преподаватель А. В. Юшкевич;
ассистент Г. С. Мигурский

Рецензент канд. техн. наук, доц. И. В. Лесковец

Методические рекомендации к практическим занятиям предназначены для студентов специальности 1-37 80 01 «Транспорт».

Учебно-методическое издание

МЕТОДОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Ответственный за выпуск О. В. Билык

Корректор А. А. Подошевко

Компьютерная верстка Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. Тираж 26 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2021

Содержание

Введение 4
1 Цель и задачи изучения дисциплины 5
2 Общие требования к оформлению отчетов 6
3 Практическое занятие № 1. Расчет сцепления 6
4 Практическое занятие № 2. Расчет сцепления 13
5 Практическое занятие № 3. Расчет передаточных чисел коробки передач 14
6 Практическое занятие № 4. Расчет передаточных чисел коробки передач 17
7 Практическое занятие № 5. Расчет синхронизатора 18
8 Практическое занятие № 6. Расчет синхронизатора 22
9 Практическое занятие № 7. Расчет дискового тормоза 23
10 Практическое занятие № 8. Расчет дискового тормоза 26
Список литературы 27

Введение

Дисциплина «Методология проектирования транспортных средств» является основополагающей при подготовке специалистов высшей квалификации по специальности 1-37 80 01 «Транспорт».

Целью и задачами практических занятий является формирование у студентов знаний и навыков, позволяющих владеть методами разработки, анализа и проектирования современных транспортных средств.

В единой транспортной системе (ЕТС) страны, которая представляет совокупность всех видов транспорта, автомобильный транспорт (АТ) является ведущим, т. к. перевозит до 90 % грузов и пассажиров.

Повышенные требования к эффективности и качеству транспортных средств вызывают вопросы, которые требуют решения.

Важнейшими проблемами, стоящими перед автомобильным транспортом и требующих решения, является повышение эксплуатационной надежности автотранспортных средств (АТС) и снижение затрат в эксплуатации.

Решение данных проблем обеспечивается автомобильной промышленностью за счет повышения качества АТС.

Реализация потенциальных свойств АТС, заложенных при их создании, снижение затрат на содержание, уменьшение простоев, повышение производительности при перевозках и снижение их себестоимости – основные задачи автомобильного транспорта.

Для решения вышеуказанных задач необходимо знание конструкции АТС, основ проектирования транспортных средств, теории движения и других специальных вопросов.

Данные методические рекомендации позволят студентам закрепить полученные во время лекций знания, необходимые в дальнейшем процессе обучения, а также в последующей практической деятельности.

На практических занятиях предусмотрено выполнение комплекса расчетов для агрегатов трансмиссии и систем управления автомобилей, тип и класс которого указывается преподавателем на занятиях. Наряду с типом и классом автомобиля каждому студенту преподаватель выдает рекомендации по выбору прототипа, а также расчетные схемы и чертежи элементов конструкции автомобиля.

Каждое практическое занятие выполняется самостоятельно согласно своему варианту, который указывается преподавателем.

1 Цель и задачи изучения дисциплины

Целью учебной дисциплины является развитие системного мышления, формирование знаний и умений конфигурации разнопредметных знаний для проектирования и моделирования транспортных средств.

Задачами учебной дисциплины является изучение системного подхода и его возможностей при решении проблем при проектировании транспортных средств, а также методологии проектирования транспортных средств, совершенствования методов моделирования и анализа результатов моделирования транспортных средств.

В результате освоения учебной дисциплины обучающийся должен

В результате освоения учебной дисциплины обучающийся должен:

– знать:

а) методологию расчета сцепления;

б) общую компоновку и расчет элементов коробки передач;

в) общую компоновку и расчет элементов тормозных механизмов;

г) методологию проведения системного анализа, направленного на решение проблем принятия оптимального решения на основе выбора из многих возможных альтернатив;

д) методы решения стратегических проблем, требующих выработки комплексной цели и многокритериальной оптимизации в условиях неопределенности;

е) фундаментальные принципы, которые необходимо соблюдать при формировании системной методологии и ее практической реализации;

– уметь:

а) составлять алгоритмы проведения моделирования систем транспортных средств;

б) разрабатывать порядок оценки соответствия транспортных средств;

в) моделировать и оптимизировать конфигурации транспортных средств;

г) составлять научно-технические отчеты о результатах моделирования;

– владеть:

а) методами моделирования процессов систем транспортных средств;

б) методами обработки и анализа результатов моделирования;

в) методами решения стратегических проблем, требующих выработки комплексной цели и многокритериальной оптимизации в условиях неопределенности;

г) методами определения параметров соответствия транспортных средств.

2 Общие требования к оформлению отчетов

Требования к оформлению отчетов по практическим работам:

– отчеты должны быть выполнены в тетради, содержащей все отчеты по курсу «Методология проектирования транспортных средств»;

– отчет должен содержать исходные данные, формулы, результаты расчета и выводы, сделанные по результатам выполнения практической работы;

– расчетные схемы и эскизы должны быть выполнены на листе миллиметровой бумаги требуемого формата;

– все расчетные формулы должны быть пронумерованы, а после них – указано описание использованных переменных;

– шрифт текста должен быть черного или синего цвета, читабельным и разборчивым (руководствоваться положениями ГОСТ 2.304–81).

3 Практическое занятие № 1. Расчет сцепления

Цель работы – получить навыки расчета фрикционного однодискового сцепления.

Крутящий момент, развиваемый двигателем, к ведущим колесам передают сцепление, коробка передач, карданная передача, главная передача, дифференциал и полуоси.

Сцепление позволяет разъединять двигатель и трансмиссию при переключении передач и торможении и плавно соединять их между собой при трогании автомобиля с места. Сцепление устанавливают на маховик коленчатого вала двигателя.

Для того чтобы обеспечить надежную передачу крутящего момента двигателя и долговечность сцепления, момент трения M_C проектируемого сцепления должен быть больше максимального крутящего момента двигателя $M_{Д\max}$:

$$M_C = \beta \cdot M_{Д\max}, \tag{3.1}$$

где β – коэффициент запаса сцепления, принимаемый 1,3…1,8 – для легковых автомобилей, 1,6…3,0 – для грузовых.

Если передаваемый сцеплением момент превышает 700…800 Н·м, то габариты однодискового сцепления становятся слишком большими. Применение двух- и многодисковых сцеплений позволяет уменьшить диаметр дисков, соответственно, размеры сцепления, хотя конструктивно такие сцепления сложнее однодисковых.

Расчет момента трения и других параметров проектируемого сцепления.

Выделим на текущем радиусе ρ кольцевой поверхности трения элементарную площадку dF толщиной $d\rho$ с центральным углом $d\varphi$ (рисунок 3.1). На эту площадку будут действовать нормальная сила dN и сила трения dT:

$$dF = \rho \cdot d\varphi \cdot d\rho;$$

$$dN = p \cdot dF = p \cdot \rho \cdot d\varphi \cdot d\rho;$$

$$dT = \mu \cdot dN = \mu \cdot p \cdot \rho \cdot d\varphi \cdot d\rho, \qquad (3.2)$$

где μ – коэффициент трения, $\mu = 0{,}2...0{,}5$;
p – удельное давление;
φ – текущий центральный угол.

Момент трения, создаваемый на элементарной площадке:

$$dM = \rho \cdot dT = \mu \cdot p \cdot \rho^2 \cdot d\varphi \cdot d\rho. \qquad (3.3)$$

Опыт эксплуатации показывает, что во время буксования сцепления происходит равномерное изнашивание фрикционных накладок, и, следовательно, можно считать, что произведение удельного давления p и скорости скольжения V есть величина постоянная. Так как линейная скорость пропорциональна радиусу, то имеет место условие

$$p \cdot \rho = \text{const}. \qquad (3.4)$$

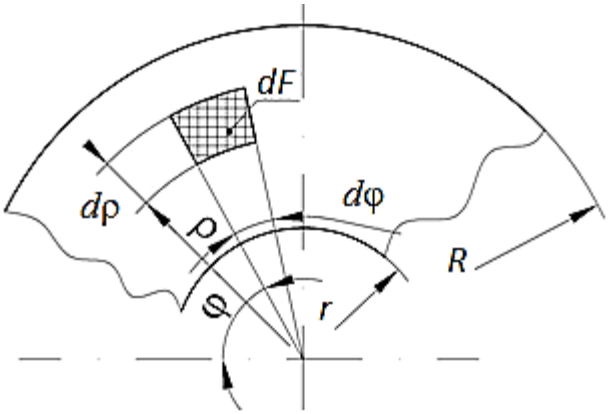


Рисунок 3.1 – Схема для расчета сцепления

С учетом этого равенства нормальная сила

$$N = p \cdot \rho \cdot \int_r^R \int_0^{2\pi} d\varphi \cdot d\rho = 2\pi \cdot p \cdot \rho \cdot (R - r), \qquad (3.5)$$

где R, r – наружный и внутренний радиусы кольцевых поверхностей трения соответственно.

Из формулы (3.5)

$$p \cdot \rho = \frac{N}{2\pi \cdot (R - r)}. \qquad (3.6)$$

Соответственно, момент трения сцепления

$$M = \mu \cdot p \cdot \rho \cdot \int_r^R \int_0^{2\pi} \rho \cdot d\varphi \cdot d\rho = \mu \cdot p \cdot \rho \cdot \pi \cdot \left(R^2 - r^2\right). \qquad (3.7)$$

С учетом формулы (3.7) момент трения, развиваемый по всей поверхности трения:

$$M = \mu \cdot N \cdot i \cdot \frac{R+r}{2} = \mu \cdot N \cdot i \cdot R_{CP}, \qquad (3.8)$$

где N – сила сжатия дисков;

R_{CP} – средний радиус трения;

i – число пар поверхностей трения.

Для однодискового сцепления $i = 2$, для двухдискового – $i = 4$.

Используя (3.1) и (3.8), найдем силу N сжатия фрикционных дисков, требуемую для передачи сцеплением необходимого крутящего момента:

$$N = \frac{2 \cdot M_C}{\mu \cdot \left(R + r\right) \cdot i} = \frac{M_C}{\mu \cdot R_{CP} \cdot i}. \qquad (3.9)$$

Число пар поверхностей трения определяется с учетом допустимого удельного давления из равенств (3.1), (3.7) и (3.9):

$$i = \frac{M_C}{\mu \cdot p \cdot \pi \cdot \left(R^2 - r^2\right) \cdot R_{CP}}, \qquad (3.10)$$

где p – удельное давление на среднем радиусе трения, которое можно найти из равенства (3.7). Допустимое значение удельного давления зависит от материала дисков сцепления.

Ход выключения нажимного диска

$$\Delta = i \cdot S, \qquad (3.11)$$

где S – зазор между соседними дисками при выключенном сцеплении, в однодисковом сцеплении $S = 1$ мм, в двухдисковом – $S = 0{,}5$ мм.

Расчет сцепления на работу буксования. Срок службы сцепления зависит от количества включений и выключений, при которых происходит износ накладок, определяемый величиной работы буксования и температуры трущихся поверхностей. Экспериментально установлено, что при повышении температуры с 20 °С до 100 °С износ некоторых накладок увеличивается примерно вдвое.

Рассмотрим схему (рисунок 3.2), поясняющую принцип работы фрикционного сцепления.

Момент инерции J_B определяется из равенства кинетической энергии поступательно движущегося автомобиля и вращающегося условного маховика:

$$\frac{m \cdot V^2}{2} = \frac{J_B \cdot \omega_B^2}{2}, \qquad (3.12)$$

где m – масса автомобиля;

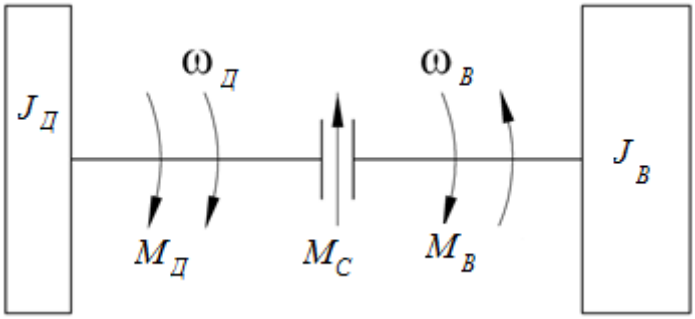
V – скорость автомобиля.

Угловая скорость ведомых деталей сцепления

$$\omega_B = \frac{V \cdot I}{R_K}, \qquad (3.13)$$

где R_K – радиус качения колеса;

I – передаточное число от места установки условного маховика до колеса.



$J_Д$ – момент инерции маховика, приведенных к нему деталей двигателя и ведущих частей сцепления; $M_Д$ – момент на коленчатом валу двигателя; $\omega_Д$ – угловая скорость коленчатого вала двигателя; M_C – момент трения сцепления; ω_B – угловая скорость ведомых деталей сцепления; M_B – момент сопротивления движению, приведенный к валу сцепления (первичный вал коробки переключения передач); J_B – момент инерции условного маховика, эквивалентный поступательно движущейся массе автомобиля

Рисунок 3.2 – Схема для определения работы буксования сцепления

На основании (3.12) и (3.13)

$$J_B = \frac{m \cdot R_K^2}{I^2}. \qquad (3.14)$$

Для учета вращающихся масс трансмиссии и ходовой части введем в (3.14) коэффициент учета вращающихся масс δ. Тогда

$$J_B = \frac{m \cdot R_K^2}{I^2} \cdot \delta = \frac{G \cdot R_K^2}{g \cdot I^2} \cdot \delta, \qquad (3.15)$$

где G – вес автомобиля;

g – ускорение свободного падения.

В формуле (3.15) под I понимается передаточное число трансмиссии на первой передаче. Коэффициент учета вращающихся масс на первой передаче равен 1,05…1,1.

Момент сопротивления движению, приведенный к ведомым деталям сцепления:

$$M_B = \frac{f_C \cdot G \cdot R_K}{I_{TP} \cdot \eta} = \frac{f_C \cdot m \cdot g \cdot R_K}{I_{TP} \cdot \eta}, \qquad (3.16)$$

где f_C – коэффициент суммарного сопротивления движению автомобиля, $f_C = 0{,}1$;

I_{TP} – передаточное число трансмиссии;

η – коэффициент полезного действия трансмиссии.

Существует несколько методов расчета сцепления на работу буксования. По одним методам принимается, что включение сцепления и достижение им максимального момента трения происходят мгновенно. По другим – произвольно задаются темпом включения сцепления (временем буксования).

Будем считать, что во время буксования $M_Д$ и $M_В$ постоянны, угловые скорости $\omega_Д$, $\omega_В$ и момент трения сцепления $M_С$ изменяются по линейному закону, причем $M_С$ достигает максимального значения в конце буксования.

Разделим процесс буксования сцепления (рисунок 3.3) на два периода: от начала буксования сцепления до трогания автомобиля и от начала трогания до окончания буксования сцепления.

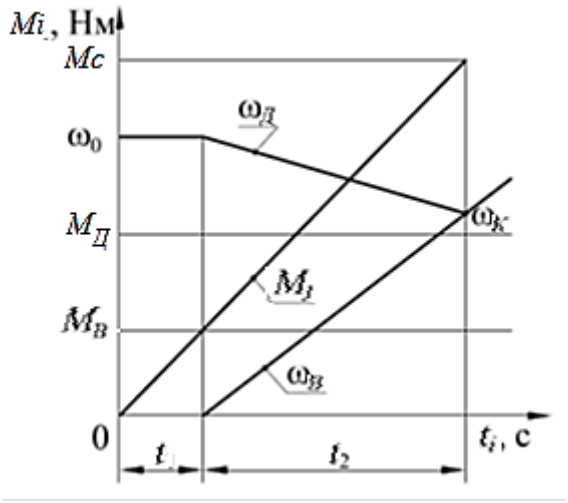


Рисунок 3.3 – Графики зависимости моментов и угловой скорости вращения от времени на различных этапах буксования сцепления

Принимая нарастание момента трения сцепления пропорциональным времени t включения сцепления, получим

$$M_J = k \cdot t, \tag{3.17}$$

где M_J – текущее значение трения сцепления;

k – коэффициент пропорциональности.

Работа буксования сцепления L за время t_1 первого периода

$$L_1 = \int_0^{t_1} M_J \cdot \left(\omega_Д - \omega_В\right) \cdot dt = k \cdot \omega_0 \cdot \int_0^{t_1} t \cdot dt = \frac{k \cdot \omega_0 \cdot t_1^2}{2}. \tag{3.18}$$

Учитывая (3.17) и $t = t_1$, формула (3.18) примет вид:

$$M_В = k \cdot t_1; \quad L_1 = \frac{M_В \cdot \omega_0 \cdot t_1}{2}. \tag{3.19}$$

Время t_1 буксования первого периода определится с учетом принятых допущений (см. рисунок 3.3):

$$t_1 = \frac{M_В \cdot t_2}{M_С - M_В} = \frac{t_2}{M_С / M_В - 1}. \tag{3.20}$$

Рассматривая моменты, действующие на ведущую и ведомую части схемы (см. рисунок 3.2), делаем следующее заключение:

$$M_Д + J_Д \cdot \frac{d\omega_Д}{dt} = M_С \text{ и } M_В + J_В \cdot \frac{d\omega_В}{dt} = M_С. \tag{3.21}$$

Угловое замедление коленчатого вала двигателя получаем из (3.21):

$$\varepsilon_Д = \frac{d\omega_Д}{dt} = \frac{M_С - M_Д}{J_Д}. \tag{3.22}$$

Угловое ускорение первичного вала коробки передач

$$\varepsilon_В = \frac{d\omega_В}{dt} = \frac{M_С - M_В}{J_В}. \tag{3.23}$$

Исходя из принятых допущений для второго периода

$$M_J = M_В + k \cdot t; \quad \omega_Д = \omega_0 - \varepsilon_Д \cdot t \text{ и } \omega_В = \varepsilon_В \cdot t. \tag{3.24}$$

В конце буксования угловые скорости выравниваются:

$$\omega_Д = \omega_0 - \varepsilon_Д \cdot t_2 = \omega_К \text{ и } \omega_В = \varepsilon_В \cdot t = \omega_К . \quad (3.25)$$

Следовательно, время t_2 второго периода буксования

$$t_2 = \frac{\omega_0}{\varepsilon_Д + \varepsilon_В} = \frac{\omega_0}{\dfrac{M_С - M_Д}{J_Д} + \dfrac{M_С - M_В}{J_В}} . \quad (3.26)$$

Работа буксования L_2 за время t_2 второго периода

$$L_2 = \int_0^{t_2} M_J \cdot \left(\omega_Д - \omega_В\right) \cdot dt = \int_0^{t_1} \left(M_В + k \cdot t\right) \cdot \left[\omega_0 - \left(\varepsilon_Д + \varepsilon_В\right) \cdot t\right] \cdot dt . \quad (3.27)$$

Интегрируя (3.27) и учитывая предыдущие равенства, получим

$$L_2 = \frac{M_В \cdot \omega_0 \cdot t_2}{2} \cdot \left(1 + \frac{t_2}{3 \cdot t_1}\right). \quad (3.28)$$

Работа за весь период буксования

$$L = L_1 + L_2 = \frac{M_В \cdot \omega_0}{2} \cdot \left(t_1 + t_2 + \frac{t_2^2}{3t_1}\right) = \frac{M_В \cdot \omega_0}{2} \cdot \left(t_Б + \frac{t_2^2}{3t_1}\right), \quad (3.29)$$

где $t_Б$ – время буксования, $t_Б = t_1 + t_2$.

Формула (3.29), полученная на основе расчетной схемы, наиболее близкой к действительности, позволяет однозначно определить работу буксования сцепления.

Удельная работа буксования

$$L_{УД} = \frac{L}{F}, \quad (3.30)$$

где F – суммарная площадь поверхностей трения.

Допускаемое значение удельной работы буксования $\left[L_{УД}\right] \le 100$ Дж/м.

Расчет сцепления на нагрев. Количество теплоты Q, необходимое для нагревания массы $m_В$ вещества с удельной теплоемкостью C от t_1 до t_2, °С, выражается формулой

$$Q = m_B \cdot C \cdot (t_2 - t_1). \quad (3.31)$$

Пренебрегая теплоотдачей в окружающую среду, можно считать, что вся работа буксования превращается в тепло. Тогда прирост температуры рассчитываемого диска сцепления

$$\Delta t = t_2 - t_1 = \frac{\gamma \cdot L}{m_Д \cdot C_Д}, \quad (3.32)$$

где γ – доля тепла, приходящаяся на рассчитываемый диск (в однодисковом сцеплении маховик и нажимной диск воспринимают по 0,5L, в двухдисковом – маховик и нажимной диск по 0,25L, средний диск – 0,5L);

$m_Д$ – масса нагреваемого диска;

$C_Д$ – теплоемкость диска; $C_Д$ = 0,5·10^3 Дж/(кг·°С) (для чугуна), $C_Д$ = 0,46·10^3 Дж/(кг·°С) (для стали).

Допустимый нагрев диска за одно включение $[\Delta t] \leq 20\,°C$.

4 Практическое занятие № 2. Расчет сцепления

Цель работы – получить навыки расчета деталей фрикционного сцепления с использованием САПР SolidWorks.

Порядок выполнения работы.

1 Создать файл детали фрикционного сцепления.

2 Произвести построение трехмерной модели детали фрикционного сцепления.

3 Задать параметры моделирования.

4 Произвести моделирование.

5 Сформировать файл отчета.

6 Произвести анализ полученных результатов.

Расчет сцепления. Исходными данными для расчета сцепления являются результаты, полученные на практическом занятии № 1.

В процессе разработки сцепления выполняются следующие операции:

– расчет силовых параметров сцепления и выбор размеров основных элементов сцепления;

– расчет показателей нагруженности и их сравнительная оценка с аналогами и допустимыми значениями;

– расчет отдельных элементов на прочность и расчет упругих характеристик пружин;

– расчет привода сцепления.

Алгоритм расчета. По известному значению максимального крутящего момента двигателя и принятому коэффициенту запаса муфты сцепления рассчитывается статический момент трения, передаваемый сцеплением.

Определяется нажимное усилие на диски, необходимое для передачи расчетного момента сцепления, исходя из момента трения.

В соответствии с действующими стандартами окончательно принимаются основные параметры и размеры ведомого и нажимного дисков.

Проводится расчет элементов сцепления на прочность:

– параметров и упругой характеристики пружин (винтовых или диафрагменных), а также напряжений, возникающих при их работе;

– параметров и прочностной характеристики шлицев ступицы ведомого диска, пластин крепления нажимного диска к кожуху, рычагов включения других деталей.

В соответствии с выбранным типом и схемой привода сцепления выполняется кинематический расчет привода сцепления с учетом существующих ограничений по полному ходу педали сцепления и допустимого усилия, которое может быть приложено к педали.

В зависимости от конструктивного исполнения детали привода могут рассчитываться на изгиб, изгиб и кручение, а тяги – на продольную устойчивость.

5 Практическое занятие № 3. Расчет передаточных чисел коробки передач

Цель работы – получить навыки расчета передаточных чисел коробки переключения передач.

Передаточное число главной передачи. Оно определяется по формуле

$$u_0 = \frac{\omega_{ev} \cdot r_k}{u_{КПв} \cdot v_{\max}}, \qquad (5.1)$$

где ω_{ev} – угловая скорость коленчатого вала двигателя при максимальной скорости, рад/с. Принимаем $\omega_{ev} = \omega_{\max}$;

$u_{КПв}$ – передаточное число высшей ступени коробки передач;

r_k – радиус качения колеса, м; $r_k = \lambda r_н$;

λ – коэффициент деформации шины; для шин низкого давления 0,930...0,935; для шин высокого давления 0,945...0,950;

$r_н$ – номинальный радиус колеса, м; $r_н = (0{,}5d + h) \cdot 10^{-3}$. Значения диаметра обода d и высоты профиля h принимаются по маркировке шины, переведенной в миллиметры;

v_{max} – максимальная скорость автомобиля, м/с. Определяется из условия баланса мощности при движении на высшей передаче на дороге с коэффициентом дорожного сопротивления ψ_v.

Условие баланса мощности при v_{max} записывается в виде

$$10^3 N_{ev} \cdot \eta = N_Д + N_В = M \cdot g \cdot \psi_v \cdot v_{max} + k_v \cdot F \cdot v_{max}^3, \qquad (5.2)$$

где N_{ev} – эффективная мощность двигателя при максимальной скорости, кВт;

η – КПД трансмиссии. Для автомобилей с колесной формулой 4×2 η = 0,85...0,92; с колесной формулой 4×4 η = 0,82...0,87; с колесной формулой 6×4 η = 0,80...0,85; с колесной формулой 6×6 η = 0,78...0,82;

M – полная масса автомобиля, кг;

g – ускорение свободного падения, g = 9,81 м/с^2;

k_v – коэффициент сопротивления воздуха, имеющий значения: для легковых автомобилей 0,15...0,35 Н·с^2·м$^{-4}$, для грузовых автомобилей 0,50...0,70 Н·с^2·м$^{-4}$, для автобусов 0,25...0,4 Н·с^2·м$^{-4}$;

F – площадь лобового сопротивления автомобиля, м^2. Приближенно можно определить, как произведение колеи передних колес B на высоту автомобиля H: $F = B \cdot H$.

Решение уравнения баланса мощности и определение максимальной скорости может быть выполнено путем решения кубического уравнения вида $v_{max}^3 + pv_{max} + q = 0$ по формуле Кардано:

$$v_{max} = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27}}} + \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27}}}, \qquad (5.3)$$

где $p = \dfrac{M \cdot g \cdot \psi_v}{k_B \cdot F}$;

$q = -\dfrac{Nev \cdot \eta}{k_B \cdot F} \cdot 10^{-3}$.

Рассчитанные значения u_0 и передаточные числа коробки передач округляются до второго знака после запятой.

Передаточные числа коробки передач. Передаточное число первой передачи, необходимое по условию преодоления максимального сопротивления дороги с заданным в задании ψ_{max}, определяется по формуле

$$u_1 = \frac{M \cdot g \cdot \psi_{max} \cdot r_k}{M_{max} \cdot u_0 \cdot \eta \cdot 10^3}. \qquad (5.4)$$

Значение M_{max} принимается по внешней скоростной характеристике двигателя.

Возможность реализации окружной силы на колесах автомобиля при передаточном числе u_1, определенном по выражению (5.4), проверяется по условию отсутствия буксования ведущих колес, передаточное число из которых определяется по формуле

$$u_{1\varphi} = \frac{G_\varphi \cdot \varphi_{\max} \cdot r_k \cdot m_i}{M_{\max} \cdot u_0 \cdot \eta \cdot 10^3}\ , \qquad (5.5)$$

где $\varphi_{\max}$ – максимальный коэффициент сцепления колес с дорогой;

G_φ – сцепной вес автомобиля. Для полноприводных автомобилей $G_\varphi = M \cdot g$, для заднеприводных $G_\varphi = M_2 \cdot g$, для переднеприводных $G_\varphi = M_1 \cdot g$;

M_1 – масса, приходящаяся на переднюю ось автомобиля;

M_2 – масса, приходящаяся на заднюю ось автомобиля;

m_i – коэффициент перераспределения реакций, принимаемый для передней оси m_i = 0,7...0,8, для задней оси m_i = 1,2...1,3.

Если u_1 по формуле (5.4) получится больше, чем рассчитанное по формуле (5.5), следует принять значение $u_{1\varphi}$, найденное по формуле (5.5).

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

$$u_{1v} = \frac{\omega_{\min} \cdot r_k}{u_0 \cdot v_{\min}}\ , \qquad (5.6)$$

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

Если передаточное число, определенное по формуле (5.6), больше найденного по формуле (5.4) или (5.5), оно принимается в качестве расчетного для первой передачи.

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

$$u_1 = \sqrt[n-1]{u_1^{i-1}}. \qquad (5.7)$$

6 Практическое занятие № 4. Расчет передаточных чисел коробки передач

Цель работы – получить навыки расчета деталей механической коробки передач с использованием САПР SolidWorks.

Порядок выполнения работы.

1 Создать файл детали механической коробки передач.

2 Произвести построение трехмерной модели детали механической коробки передач.

3 Задать параметры моделирования.

4 Произвести моделирование.

5 Сформировать файл отчета.

6 Произвести анализ полученных результатов.

Расчет механической коробки передач. Исходными данными для расчета коробки передач являются максимальный крутящий момент двигателя и передаточные числа коробки передач.

В процессе проектирования коробки передач выполняются следующие операции:

– расчет основных параметров коробки передач по базовому размеру;

– кинематический расчет (числа зубьев каждой пары зубчатых колес, удовлетворяющих ранее рассчитанным передаточным числам);

– статический расчет (расчет на прочность зубьев шестерен и колес, а также на прочность и жесткость валов; расчет шлицевых и шпоночных соединений; расчет подшипников и КПД);

– расчет элементов управления коробкой передач (выбор типа исполнительного механизма переключения передач и его привода, расчет синхронизаторов).

К основным размерам и параметрам коробки передач относятся: базовый размер (межосевое расстояние); длина, ширина, вес (масса), вместимость; параметры зубчатых колес.

Алгоритм расчета. Определение числа степеней и передаточных чисел коробки передач на различных передачах:

– выбор типа коробки передач;

– разработка кинематической схемы коробки передач.

Расчет и выбор массогабаритных размеров коробки передач:

– межосевого расстояния (базового размера);

– параметров зубчатых колес и числа зубьев сопряженных пар зубчатых колес;

– объема картера (длины и ширины);

– диаметров валов, размеров и типов подшипников;

– КПД коробки передач.

Расчет момента на первичном валу и деталей коробки передач на прочность и жесткость:

– зубчатых колес на изгиб и контактную прочность зубьев;

– валов в опасных сечениях на изгиб и кручение, прогиб валов (вычерчивается расчетная схема, определяются реакции опор, максимальные изгибающие моменты в опасных сечениях);

– в подшипниках (определяются статическая, динамическая грузоподъемности или приведенная нагрузка, ресурс работы подшипника L_h в часах).

7 Практическое занятие № 5. Расчет синхронизатора

Цель работы – получить навыки расчета элементов конструкции механической коробки передач.

При расчете коробки передач следует:

– определить момент трения M_W синхронизатора, необходимый для выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей;

– определить работу трения (буксования) $L_{СИН}$ синхронизатора, удельную работу трения $L_{УД}$ и температуру $t_{СИН}$ синхронизатора при буксовании;

– рассчитать детали коробки передач на прочность.

Момент трения синхронизатора. При переключении передач инерционный синхронизатор блокирует муфту, включающую передачу, до тех пор, пока кинетическая энергия деталей, вращающихся с ведомым диском сцепления (при выключенном сцеплении и нейтрали в коробке передач), не затратится на работу трения в синхронизаторе. Этот момент времени соответствует равенству угловых скоростей синхронизируемых деталей.

Выравнивание угловых скоростей соединяемых деталей происходит за счет момента трения, создаваемого на конических поверхностях блокирующего кольца синхронизатора и шестерни включаемой передачи, свободно вращающейся на вторичном валу коробки передач:

$$M_W = \frac{J_W \cdot (\omega_1 - \omega_2)}{t_{СИН}}, \qquad (7.1)$$

где J_W – момент инерции, соответствующий вращающимся деталям вместе с шестерней включаемой передачи (ведомый диск сцепления, первичный и промежуточный валы коробки передач, шестерни промежуточного вала и находящиеся с ними в постоянном зацеплении шестерни вторичного вала, свободно установленные на нем);

ω_1 – угловая скорость включаемой шестерни более высокой передачи, $\omega_1 = \omega_e / U_{K+1}$;

ω_2 – угловая скорость вторичного вала до переключения передачи, $\omega_2 = \omega_e / U_K$;

$t_{СИН}$ – время синхронизации (выравнивания) угловых скоростей ω_1 и ω_2.

Следовательно,

$$M_W = \frac{J_W \cdot \omega_e}{t_{СИН}} \cdot \left(\frac{1}{U_{K+1}} - \frac{1}{U_K} \right). \qquad (7.2)$$

В соответствии со схемой (рисунок 7.1) момент трения синхронизатора можно определить по следующему выражению:

$$M_W = P_N \cdot r_{CP} \cdot \mu , \qquad (7.3)$$

где P_N – нормальная сила на поверхности трения, $P_N = Q / \sin\delta$;

μ – коэффициент трения;

r_{CP} – средний радиус конуса;

Q – усилие водителя при включении передачи;

δ – половина угла конуса.

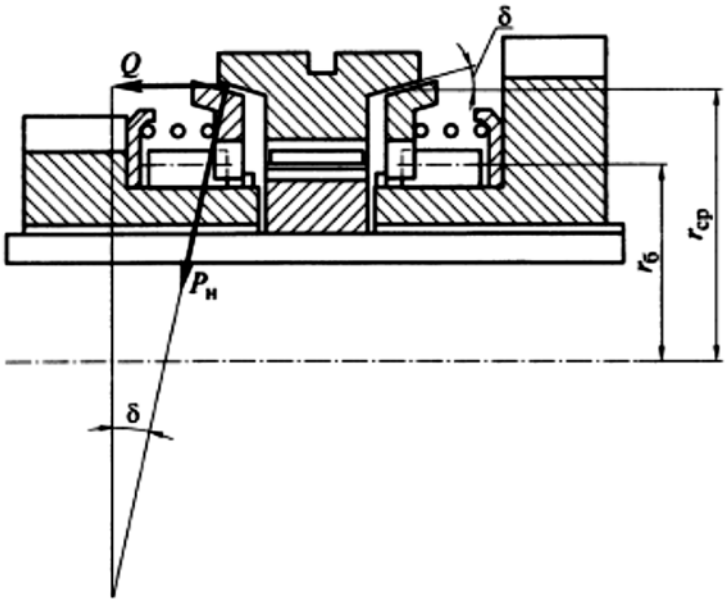


Рисунок 7.1 – Схема инерционного синхронизатора

Учитывая момент трения, найдем связь между усилием, создаваемым водителем при включении передачи, и параметрами синхронизатора:

$$Q = \frac{M_W \cdot \sin\delta}{r_{CP} \cdot \mu} = \frac{J_W \cdot \omega_e \cdot \sin\delta}{r_{CP} \cdot \mu \cdot t_{СИН}} \cdot \left(\frac{1}{U_{K+1}} - \frac{1}{U_K} \right). \qquad (7.4)$$

Таким образом, чем больше усилие водителя, тем меньше время синхронизации при включении передачи. При этом усилие водителя тем меньше, чем больше плотность ряда передаточных чисел коробки передач.

Работа трения синхронизатора. При включении передачи работа, затрачиваемая на выравнивание угловых скоростей синхронизируемых деталей, является работой трения (буксования) синхронизатора. Она затрачивается на поглощение кинетической энергии соединяемых вращающихся деталей:

$$L_{СИН} = 0{,}5 J_W \cdot \left(\omega_1 - \omega_2\right)^2 = 0{,}5 J_W \cdot \omega_e^2 \cdot \left(\frac{1}{U_{K+1}} - \frac{1}{U_K}\right). \qquad (7.5)$$

Из приведенного выражения видно, что работа буксования синхронизатора пропорциональна квадрату разности угловых скоростей шестерен соседних передач. При этом она не зависит от времени выравнивания угловых скоростей синхронизируемых деталей.

Для уменьшения работы трения синхронизатора необходимо увеличивать число передач в коробке передач с целью сближения передаточных чисел соседних передач. Как показывает практика конструирования, увеличение количества передач способствует улучшению тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля, однако имеют место и недостатки – возрастает работа буксования синхронизатора и усложняется управление коробкой передач. Поэтому для оптимального согласования указанных противоречивых факторов целесообразно плотность ряда передаточных чисел коробки передач выбирать в пределах 1,1...1,5, что подтверждается конструкциями современных коробок передач.

Удельная работа трения синхронизатора. Синхронизатор принято оценивать по удельной работе трения, т. е. по работе буксования, отнесенной к площади трения конусной поверхности синхронизатора:

$$L_{УД} = \frac{L_{СИН}}{F_{СИН}}, \qquad (7.6)$$

где $F_{СИН}$ – площадь поверхности трения.

Для синхронизированных высших передач коробки передач автомобиля удельная работа трения $L_{УД}$ не должна превышать 0,2 МДж/м^2, а для низших – 0,3...0,5 МДж/м^2.

Нагрев синхронизатора. Работа буксования синхронизатора сопровождается нагревом его деталей и выделением теплоты.

Температура нагрева деталей синхронизатора определяется за одно его включение:

$$T_H = \frac{\gamma_{СИН} \cdot L_{СИН}}{m_{СИН} \cdot C_{СТ}}, \qquad (7.7)$$

где $\gamma_{СИН}$ – коэффициент перераспределения теплоты;

$m_{СИН}$ – масса синхронизатора;

$C_{СТ}$ – теплоемкость стали.

За одно включение синхронизатора нагрев его деталей не должен превышать 15 °С...30 °С.

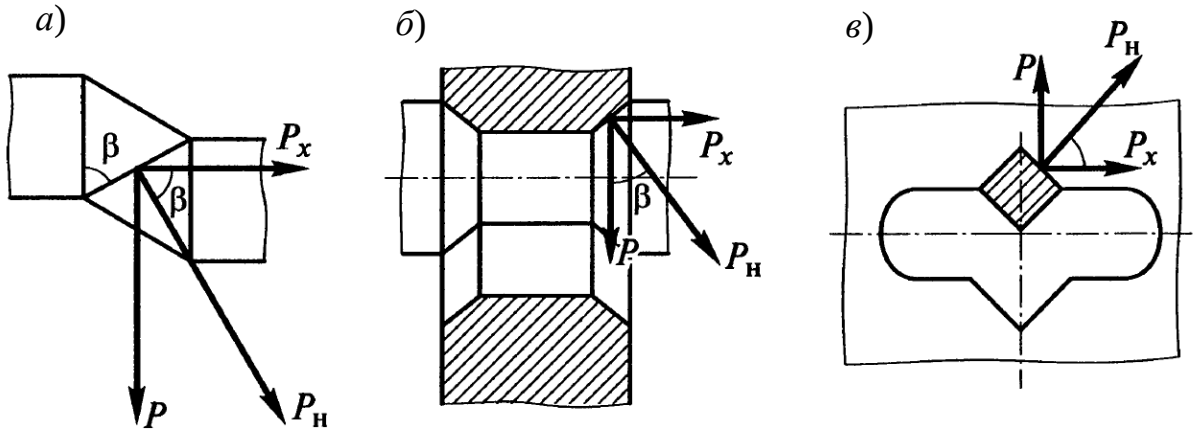
Параметры синхронизатора. Надежная работа синхронизатора во многом зависит от углов конуса и блокирующих поверхностей, обеспечивающих невключение передачи до полного выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей, а также необходимые момент трения и время синхронизации.

Блокировка синхронизатора может осуществляться различными блокирующими устройствами (рисунок 7.2).

Окружная сила, прижимающая блокирующие детали:

$$P_Б = \frac{M_W}{r_Б}, \tag{7.8}$$

где $r_Б$ – радиус блокировки (см. рисунок 7.2).



а – с блокирующими зубьями; *б* – с блокирующими пальцами; *в* – с блокирующими вырезами

Рисунок 7.2 – Схемы блокирующих устройств синхронизаторов

Эта сила вызывает силу P_X на блокирующих поверхностях:

$$P_X = \frac{M_W}{r_Б \cdot \mathrm{tg}\beta}. \tag{7.9}$$

Для того чтобы передача не была включена до полного выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей, осевая сила Q, приложенная к зубчатой муфте синхронизатора, должна быть меньше силы P_X.

При увеличении осевой силы Q возрастают момент трения синхронизатора и сила P_X.

С учетом значения осевой силы, выраженной через параметры синхронизатора, определим угол блокировки из следующего неравенства:

$$\beta < \operatorname{arctg}\frac{r_{CP}\cdot\mu}{r_{Б}\cdot\sin\delta}. \qquad (7.10)$$

При резком увеличении осевой силы преждевременного включения передачи до полной синхронизации не происходит.

Однако это обычно приводит к ускоренному изнашиванию или даже поломке блокирующих деталей.

Выбираемые параметры синхронизатора должны находиться в следующих пределах: коэффициент трения μ = 0,06...0,1; половина угла конуса δ = 6°...12°; угол блокировки β = 25°...40°. Давление на конусных поверхностях трения для пары «бронза – сталь» равно 1...1,5 МПа, а μ = 0,1.

Блокирующие кольца синхронизатора изготавливают из бронзы. На их конических поверхностях трения выполняют кольцевые канавки для разрыва масляной пленки и увеличения трения, а также делают дополнительные поперечные канавки для охлаждения и удаления продуктов изнашивания конических поверхностей.

Включение передачи синхронизатором осуществляется после выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей.

Действие окружной силы, прижимающей блокирующие детали, прекращается, и происходит разблокировка синхронизатора. При этом блокирующая деталь под действием осевой силы поворачивается и возвращается в нейтральное положение. Зубчатая муфта синхронизатора свободно передвигается и входит в зацепление с зубчатым венцом шестерни включаемой передачи [2, 3].

8 Практическое занятие № 6. Расчет синхронизатора

Цель работы – получить навыки расчета деталей синхронизатора с использованием САПР SolidWorks.

Порядок выполнения работы.

1 Создать файл детали синхронизатора.
2 Произвести построение трехмерной модели детали синхронизатора.
3 Задать параметры моделирования.
4 Произвести моделирование.
5 Сформировать файл отчета.
6 Произвести анализ полученных результатов.

Алгоритм расчета. Расчет элементов управления: деталей синхронизаторов или зубчатых муфт (определяются конструктивные параметры синхронизаторов,

время синхронизации, момент и работа трения и проводится проверочный расчет синхронизатора, а также определяется рабочая длина зубчатой муфты).

9 Практическое занятие № 7. Расчет дискового тормоза

Цель работы – получить навыки расчета элементов дискового тормоза.

Прежде чем проектировать тормоза мобильных машин необходимо знать величину максимально возможного тормозного момента, который может быть реализован в определенных условиях эксплуатации машины и уже потом, с учетом найденной величины максимально возможного реализуемого момента, приступить к проектированию тормозов.

Из рассмотрения сил, действующих на мобильную машину при установившемся торможении на горизонтальном участке дороги, определяем максимальные моменты трения переднего и заднего тормозов проектируемой машины, исходя из условия полного использования сцепления шин с дорогой:

$$M_1 = \left(\frac{\varphi \cdot r \cdot m \cdot g}{n_1 L} \right) \cdot (b + \varphi \cdot h); \tag{9.1}$$

$$M_2 = \left(\frac{\varphi \cdot r \cdot m \cdot g}{n_2 L} \right) \cdot (a - \varphi \cdot h), \tag{9.2}$$

где M_1, M_2 – максимально возможные моменты трения передних и задних тормозов в случае одновременного торможения всеми колесами автомобиля, Н·м;

φ – коэффициент сцепления шин с дорогой;

r – радиус качения колеса;

m – масса автомобиля;

a, b, h – координаты центра масс автомобиля;

L – база автомобиля;

n_1, n_2 – число колес с тормозами на передней и задней осях автомобиля.

Так как тормозной момент передних тормозов больше, чем задних, то дальнейший расчёт производить используя M_1.

Расчет основных параметров тормозов (рисунок 9.1). Для определения основных геометрических параметров воспользуемся формулой для расчета величины тормозного момента, M, Н·м, следующим образом:

$$M = 2\mu \cdot N \cdot R_c, \tag{9.3}$$

где N – сила прижимающая накладку к диску, Н;

μ – коэффициент трения, $\mu = 0,4$;

R_c – средний радиус трения.

Следовательно,

$$N = \frac{M}{2\mu \cdot R_c}. \tag{9.4}$$

Максимальное удельное давление p, Н/м^2, равно:

$$p = \frac{N}{r \cdot \alpha \cdot (R - r)}, \tag{9.5}$$

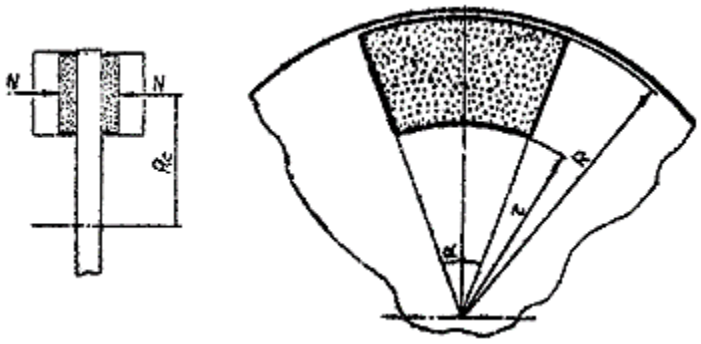
где r – внутренний радиус поверхности трения диска;

R – наружный радиус поверхности трения диска;

α – центральный угол кольцевого сегмента (накладки).

Среднее удельное давление p_c, Н/м^2, определяется по формуле

$$p_c = \frac{N}{R_c \cdot \alpha \cdot (R - r)}. \tag{9.6}$$



N – сила прижимающая накладку к диску; R_c – средний радиус трения; r – внутренний радиус поверхности трения диска; R – наружный радиус поверхности трения диска; α – центральный угол кольцевого сегмента (накладки)

Рисунок 9.1 – Расчетная схема дискового тормоза

Прочностной расчёт элементов тормозного механизма. Наиболее сложно и тяжело нагруженными деталями дискового тормоза являются диск и скоба.

В общем случае скоба дискового тормоза приводится к расчетной схеме бруса с участком, очерченным по дуге окружности, концы которой переходят в прямолинейные участки, к которым приложена распирающая сила P (рисунок 9.2).

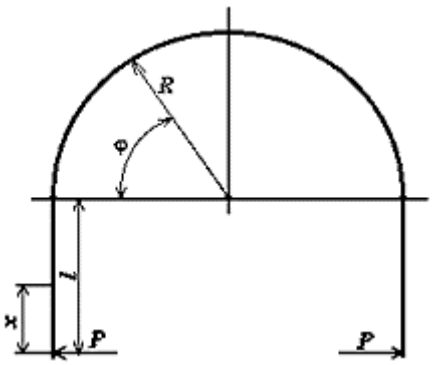
Максимальное значение изгибающего момента, M, Н·м, находим по формуле

$$M = P \cdot (l + R), \tag{9.7}$$

где P – распирающая сила;

l – плечо приложения силы P на прямолинейном участке;

R – радиус дуги окружности.



P – распирающая сила; l – плечо приложения силы P; R – радиус дуги окружности; x – текущее значение длинны прямолинейного участка; φ – текущее значение угла дуги окружности

Рисунок 9.2 – Расчётная схема скобы

Изгибающий момент M, Н·м, действующий в сечении скобы:

$$M(x,\varphi) = P \cdot (x + R\sin\varphi). \tag{9.8}$$

Из данного выражения видно, что максимальный момент в сечении скобы будет развиваться при $\varphi = 90°$, т. к. $\sin\varphi = \sin 90° = 1$. Следовательно, опасным сечением скобы будет сечение при $\varphi = 90°$.

Напряжение в сечении скобы:

$$\sigma = \frac{M(x,\varphi)}{W}, \tag{9.9}$$

где W – момент сопротивления сечения скобы.

Перемещение концов скобы (её раскрытие) под действием рассматриваемых сил найдём по формуле

$$\delta_A = \frac{P}{EJ}\left(\frac{l^3}{3} + R\left(l^2\frac{\pi}{2} + 2lR + \frac{\pi}{4}R^2\right)\right), \tag{9.10}$$

где EJ – жесткость сечения скобы на изгиб.

Температурный расчет тормозного механизма. При торможении выделяется теплота, которая нагревает тормозной диск и накладки. Чем выше температура накладки при торможении, тем больше её изнашиваемость.

Нагрев тормозного диска за одно торможение Δt, К, определяется по следующей формуле:

$$\Delta t = \frac{m_k v^2}{2 m_\partial c}, \qquad (9.11)$$

где m_k – масса автомобиля, приходящаяся на тормозящее колесо;

m_∂ – масса тормозного диска;

c – удельная теплоёмкость стали, $c = 500$ Дж/(кг · К).

10 Практическое занятие № 8. Расчет дискового тормоза

Цель работы – получить навыки расчета деталей дискового тормоза с использованием САПР SolidWorks.

Порядок выполнения работы.

1 Создать файл детали дискового тормоза.

2 Произвести построение трехмерной модели детали дискового тормоза.

3 Задать параметры моделирования.

4 Произвести моделирование.

5 Сформировать файл отчета.

6 Произвести анализ полученных результатов.

Расчет тормоза и тормозных приводов. В процессе разработки тормозов и тормозных приводов автомобиля выполняются следующие операции:

– выбор типа и основных размеров тормозного механизма и его привода;

– определение выходных параметров, обеспечивающих требуемую эффективность тормозной системы и устойчивость автомобиля при его торможении;

– прочностной расчет отдельных деталей тормозного механизма и его привода.

Алгоритм расчета. Выбор типа исполнения и основных размеров тормозного механизма и его приводов:

– составление схемы сил, действующих на автомобиль при его торможении;

– обоснование типа исполнения тормозного механизма и его привода;

– определение основных размеров тормозного механизма (по ОСТ 37001.016–70, ГОСТ 158353–70).

Определение выходных параметров тормозной системы:

– суммарного тормозного момента автомобиля и суммарных тормозных моментов по осям автомобиля;

– сил, действующих в тормозном механизме;

– удельной работы трения тормозного механизма и сравнительная оценка ее с допустимой величиной.

Расчет отдельных деталей тормозного механизма и его привода:

– тормозного барабана (выбор типа конструкции);

– теплоемкости деталей тормозного механизма; сравнительная оценка кинетической энергии, превращаемой в теплоту тормозными механизмами;

– разжимного устройства (выбор типа и расчет);

– привода (составляется расчетная схема привода и на ее основе определяется усилие на педали управления и ее рабочий ход).

Список литературы

1 **Сазонов, И. С.** Теория автомобиля: учебное пособие / И. С. Сазонов, В. А. Ким, Ки Йонг Чой. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2017. – 164 с. : ил.

2 **Сазонов, И. С.** Автомобили и тракторы: учебное пособие / И. С. Сазонов, В. А. Ким. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2019. – 174 с. : ил.

3 **Березина, Е. В**. Автомобили: конструкция, теория и расчет: учебное пособие / Е. В. Березина. – Москва: АЛЬФА-М; ИНФРА-М, 2017. – 320 с.

4 **Савич, Е. Л.** Системы безопасности автомобилей / Е. Л. Савич, В. В. Капустин. – Минск: Новое знание, 2016. – 445 с.

5 Безопасность, экономичность и повышение проходимости автомобильного транспорта: монография / В. В. Геращенко [и др.]. – Санкт-Петербург: Политехн. ун-т, 2018. – 154 с.

6 **Малкин, В. С.** Устройство и эксплуатация технологического оборудования предприятий автомобильного транспорта: учебное пособие / В. С. Малкин. – Тольятти: ТГУ, 2016. – 432 с.

7 **Бондаренко, Е. В.** Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования / Е. В. Бондаренко, Р. С. Фаскиев. – Москва: Академия, 2016. – 304 с.

8 **Геращенко**, **В. В.** Методы и средства диагностирования и повышения эксплуатационных свойств автомобилей и их агрегатов: монография / В. В. Геращенко, Н. А. Коваленко, В. П. Лобах. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2017. – 170 с.

9 **Иванов, А. М.** Автомобили. Конструкция и рабочие процессы / А. М. Иванов, С. Н. Иванов, Н. П. Квасновская. – Москва: Академия, 2012. – 384 с.