

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

Кафедра «Гусеничные машины и прикладная механика»

**РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ
ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ**

Методические указания
к выполнению практических работ
по дисциплине «Проектирование транспортных средств
специального назначения»
для студентов направления
23.05.02 «Транспортные средства специального назначения»

Курган 2021

Кафедра: «Гусеничные машины и прикладная механика».

Дисциплина: «Проектирование транспортных средств специального назначения».

Направление: «Транспортные средства специального назначения».

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

Печатается в соответствии с планом издания, утвержденным методическим советом университета «10» декабря 2020 г.

Утверждены на заседании кафедры «26» августа 2021 г.

Введение

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

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

Целью проведения практических занятий является выполнение проектного расчета и конструирование массивных шин и подшипникового узла опорного катка гусеничного движителя. При выполнении расчета определяются параметры конструкции, удовлетворяющие требованиям функционирования. На основании полученных данных выполняется построение трехмерной модели опорного катка с подшипниковым узлом.

Методические указания содержат методики автоматизированного расчета, приводятся контрольные примеры.

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

1 Анализ условий работы и конструкций опорных катков

Опорные катки предназначены для поддержания и обеспечения движения гусеничной машины по беговым дорожкам гусениц. Схема гусеничного движителя показана на рисунке 1.

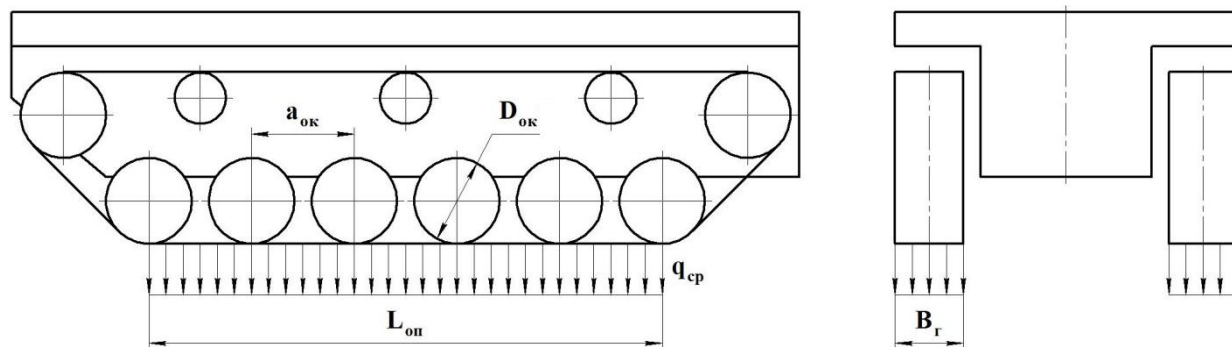


Рисунок 1 – Схема гусеничного движителя

Опорные катки с массивными резиновыми шинами нашли широкое применение в конструкции гусеничного движителя быстроходных гусеничных ма-

шин. Резиновые шины снижают динамические нагрузки на гусеницу, подшипниковый узел опорного катка, детали системы поддрессоривания. Кроме того, применение опорных катков с наружными массивными резиновыми шинами способствует снижению шума при движении машины. Такие катки могут быть однорядными или двухрядными. Двухрядный каток по сравнению с однорядным обеспечивает лучшую устойчивость гусеницы на опорной поверхности. При конструировании двухрядных опорных катков учитывается неравномерность нагрузки на шины. Из-за деформации деталей подвески (балансир, ось катка и др.) и, вследствие этого, отклонений катка от вертикальной плоскости больше нагружены внутренние шины. При качении опорного катка по беговой дорожке гусеницы участки шины попеременно сжимаются и разжимаются, что, вследствие внутреннего трения, приводит к повышению температуры шины. В соответствии с условиями работы шины ее эксплуатационные качества оцениваются следующими показателями [1, 4]:

- средним удельным давлением на поверхности контакта между шиной и беговой дорожкой гусеницы;
- максимальной температурой нагрева шины в установившемся процессе тепловыделения и теплообмена при движении машины с максимальной скоростью.

Для обеспечения работоспособности шин эти показатели не должны превышать допустимые значения для выбранной марки резины. В случае превышения удельного давления выше допустимого происходит усталостное разрушение резинового массива, а при повышении температуры нагрева – расслаивание шины или отслаивание ее от обода опорного катка.

При создании опорных катков большое внимание уделяется конструированию обода. С наружной поверхностью обода соединяется резиновая массивная шина, внутренние поверхности используются для соединения с дисками катка, а боковые служат для восприятия сил взаимодействия с гребнями траков гусениц. Шина и обод представляют собой неразъемное соединение. В некоторых конструкциях для уменьшения износа от взаимодействия с гребнями траков боковые поверхности обода выполняются с утолщениями. В опорных катках с ободами из легких сплавов устанавливаются специальные стальные реборды, которые монтируются на наружных или на внутренних поверхностях обода [1, 3, 4]. Расчетная схема проектируемой конструкции шины показана на рисунке 2.

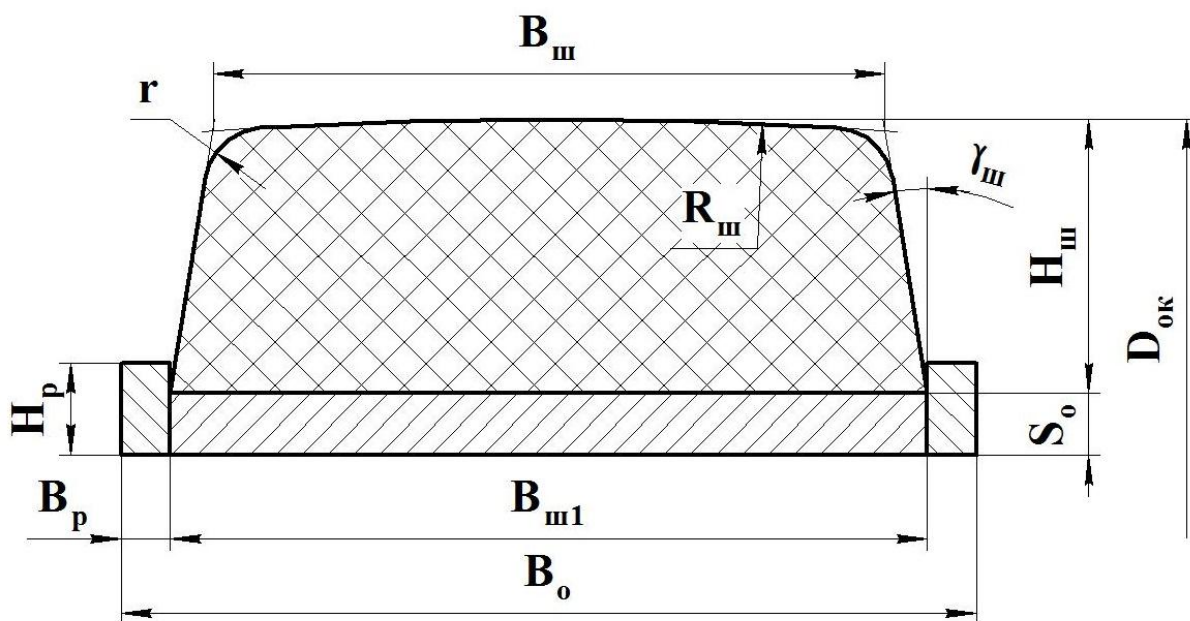


Рисунок 2 – Расчетная схема массивной шины опорного катка

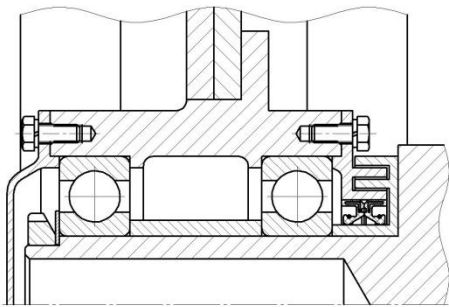
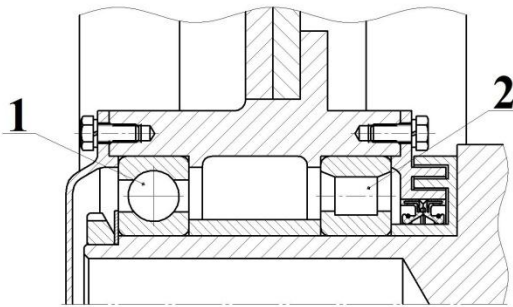
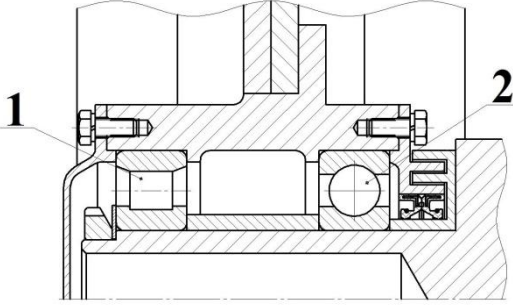
Подшипниковый узел опорного катка воспринимает радиальные нагрузки от подрессоренных масс машины, динамические нагрузки при движении по неровностям, а также осевые нагрузки при движении на склонах и при поворотах [1, 2, 3].

К конструкции опорных катков гусеничных машин предъявляются следующие требования [1]:

- достаточная прочность и сохранение работоспособности в заданных условиях эксплуатации;
- способность амортизировать удары, снижать динамические нагрузки, передаваемые от гусеницы на подшипниковый узел;
- обеспечивать функционирование в пределах заданного ресурса;
- надежность крепления подшипников при действии боковых сил (повороты машины и движение на склонах);
- надежность функционирования уплотнений подшипникового узла;
- минимальное сопротивление качению;
- минимальная масса;
- легкость и простота сборки, обслуживания и ремонта;
- технологичность конструкции;
- применение стандартных подшипников качения, уплотнительных устройств, крепежных и стопорных деталей.

Подшипниковые узлы опорных катков гусеничных машин, как правило, выполняются двухопорными. Используются три типа конструкции опор (таблица 1).

Таблица 1 – Конструкция подшипниковых узлов опорных катков

| | Рисунок | Описание конструкции |
|---|--|--|
| 1 |  | <p>Подшипниковый узел с двумя установочными односторонними опорами, в которых применяются шариковые радиальные подшипники. Осевые усилия от катка передаются через внутренние бурты ступиц</p> |
| 2 |  | <p>Подшипниковый узел с наружной установочной односторонней опорой (1 – шариковый радиальный подшипник) и внутренней плавающей опорой (2 – роликовый радиальный подшипник). Осевые усилия от катка передаются через наружную крышку и бурт ступицы</p> |
| 3 |  | <p>Подшипниковый узел с внутренней установочной двухсторонней опорой (1 – роликовый радиальный подшипник) и наружной плавающей опорой (2 – шариковый радиальный подшипник). Осевые усилия от катка передаются через внутреннюю крышку и бурт ступицы</p> |

В зависимости от соотношения размеров подшипников возможны три варианта конструкции:

- подшипники имеют одинаковые серии диаметров и одинаковые внутренний и наружный диаметры;
- подшипники имеют одинаковые серии диаметров, но внутренний подшипник имеет больший внутренний диаметр;
- подшипники имеют различные серии диаметров, но одинаковые наружные диаметры.

Ступицы опорных катков выполняются как в виде отдельных конструкций, к которым крепятся диски опорных катков с шинами с помощью болтового соединения, так и заодно с дисками (монолитные или сварные). К наружному и внутреннему торцам ступицы опорного катка на болты крепятся фланцевые крышки. Осевые нагрузки, приложенные к катку, передаются к подшипникам через крышки и внутренние бурты ступиц. На оси катка подшипники кре-

пятся при помощи круглых гаек или резьбовых пробок и стопорятся стопорными шайбами или шплинтами.

Смазка подшипниковых узлов производится жидкими маслами или консистентными смазками. Для уплотнения подшипниковых узлов, в которых используются жидкие масла, применяются комбинированные уплотнения, включающие торцевое и лабиринтное. Для подшипников с консистентными смазками применяются последовательно установленные манжетное и лабиринтное уплотнения. Манжеты устанавливаются, как правило, по две рабочими кромками наружу.

Расчетная схема подшипникового узла опорного катка приведена на рисунке 3.

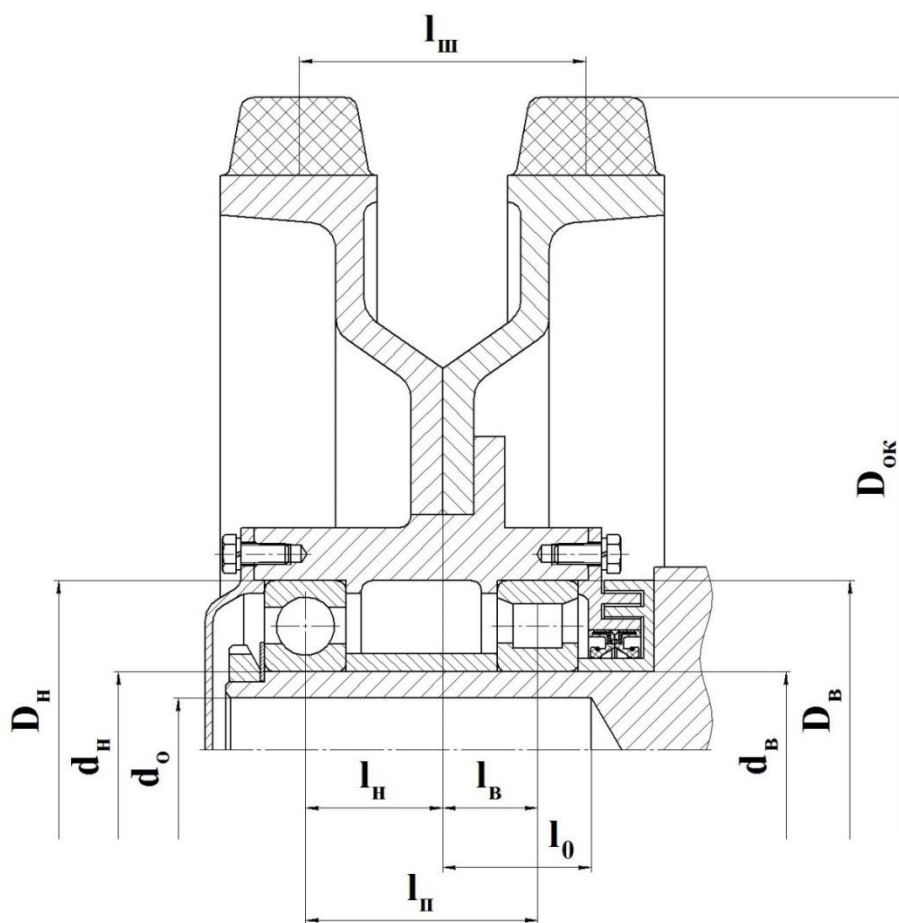


Рисунок 3 – Расчетная схема подшипникового узла опорного катка

2 Содержание практических занятий

Каждому студенту выдается вариант задания, содержащий основные исходные данные. Остальные данные, необходимые для выполнения расчета, выбираются в соответствии с рекомендациями, изложенными в настоящих методических указаниях, рекомендуемой литературе, по аналогии с прототипами с позиций современных тенденций развития техники.

Данные, характеризующие конструкцию опорного катка, удобно разделить на следующие виды (таблица 2) [6]:

- выходные параметры (показатели работоспособности), по которым оценивается выполнение требований функционирования;
- внешние параметры, которые являются характеристикой внешней среды, оказывающие влияние на функционирование;
- внутренние параметры, которые характеризуют элементы конструкции;
- физико-механические характеристики материалов.

Таблица 2 – Данные, характеризующие конструкцию опорного катка

| Параметры | Обозначение | Единица измерения |
|--|--------------|-------------------|
| Выходные параметры (показатели работоспособности) | | |
| Среднее удельное давление на поверхности катка между шиной и беговой дорожкой гусеницы | q_{cp} | МПа |
| Максимальная температура нагрева шины на установившемся тепловом режиме, соответствующем максимальной скорости движения машины | T_{max} | °С |
| Внешние параметры | | |
| Масса машины | M | кг |
| Температура окружающего воздуха | t_b | °С |
| Длина опорной поверхности гусеницы | $L_{оп}$ | м |
| Ширина колеи | B | м |
| Среднее удельное давление на грунт | q_M | МПа |
| Ширина гусеницы | B_r | Мм |
| Погонная масса гусеницы | γ_r | кг/м |
| Усилие предварительного натяжения гусеницы | T_0 | Н |
| Максимальная скорость движения машины | V_{max} | км/ч |
| Внутренние параметры | | |
| Диаметр опорного катка | $D_{ок}$ | мм |
| Число опорных катков на одном борту машины | $n_{ок}$ | – |
| Внешняя ширина шины | $B_{ш}$ | мм |
| Высота резинового массива шины | $H_{ш}$ | мм |
| Ширина шины у основания | $B_{ш1}$ | Мм |
| Угол наклона образующей боковой поверхности шины | $\gamma_{ш}$ | градус |
| Поперечный радиус шины | $R_{ш}$ | мм |
| Радиус перехода от наружной к боковой поверхности шины | r | мм |
| Количество шин на опорном катке | $m_{ш}$ | – |
| Ширина обода | B_o | мм |
| Средняя толщина обода | S_o | мм |
| Высота реборды | H_p | мм |
| Ширина реборды | B_p | мм |
| Количество реборд на шине | m_p | – |
| Расстояние между серединами шин | $l_{ш}$ | мм |
| Расстояние от средней плоскости катка до расчетного сечения | l_0 | мм |
| Расстояние между серединами опор подшипникового узла | $l_{п}$ | мм |
| Расстояние от средней плоскости катка до середины наружной опоры | l_n | мм |

Продолжение таблицы 2

| Параметры | Обозначение | Единица измерения |
|--|---------------|----------------------|
| Расстояние от средней плоскости катка до середины внутренней опоры | l_b | мм |
| Диаметр оси катка под подшипником наружной опоры | d_n | мм |
| Диаметр оси катка под подшипником внутренней опоры | d_b | мм |
| Диаметр отверстия оси катка | d_o | мм |
| Внутренний диаметр ступицы над подшипником наружной опоры | D_n | мм |
| Внутренний диаметр ступицы над подшипником внутренней опоры | D_b | мм |
| Физико-механические характеристики материалов | | |
| Модуль упругости резины | E_p | МПа |
| Коэффициент внутреннего трения резины | ψ_p | – |
| Плотность резины | $\rho_{ш}$ | кг/м ³ |
| Плотность материала обода | ρ_o | кг/м ³ |
| Плотность материала реборды | ρ_p | кг/м ³ |
| Коэффициент теплоотдачи от резины к воздуху | $\alpha_{рв}$ | Вт/м ² ·К |
| Коэффициент теплоотдачи от резины к ободу | $\alpha_{ро}$ | Вт/м ² ·К |
| Коэффициент теплоотдачи от обода к воздуху | $\alpha_{ов}$ | Вт/м ² ·К |
| Коэффициент теплопроводности материала обода | λ_o | Вт/м·К |

3 Методика проектного расчета оптимальных параметров массивных шин опорных катков

3.1 Расчет параметров массивной шины по среднему удельному давлению

Определение среднего удельного давления ведется на основании положений, приведенных в работе [1].

Среднее удельное давление на поверхности контакта массивной шины беговой дорожки гусеницы, МПа:

$$q_{ср} = \frac{P_{ш}}{B_{ш} \cdot l_k},$$

где $P_{ш}$ – статическая нагрузка на шину, Н;

l_k – длина хорды, по которой происходит контакт шины и беговой дорожки гусеницы, мм.

Длина хорды, по которой происходит контакт шины и беговой дорожки гусеницы с учетом экспериментальных данных определяется по формуле:

$$l_k = \frac{4,61}{P_{ш}^{0,074}} \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot H_{ш}}{D_k}} \cdot \sqrt{\frac{D_{ок} \cdot P_{ш}}{2 \cdot E_p \cdot B_{ш}}},$$

с учетом которой после преобразований получим:

$$q_{\text{ср}} = \frac{243 \cdot P_{\text{ш}}^{0,574} \cdot \sqrt{E_p}}{\sqrt[6]{D_{\text{ок}}} \cdot \sqrt{B_{\text{ш}}} \cdot \sqrt[3]{H_{\text{ш}}}}$$

Для обеспечения необходимой работоспособности шин опорных катков необходимо выбрать такие параметры конструкции, чтобы выполнялось условие:

$$\min\{([q_{\text{ср}}] - q_{\text{ср}}) > 0\},$$

где $[q_{\text{ср}}]$ – допускаемое среднее удельное давление, МПа.

3.2 Расчет параметров массивной шины по максимальной температуре нагрева

При качении опорного катка по беговой дорожке гусеницы участки шины, проходя зону контакта, попеременно сжимаются и разжимаются. В резине из-за ее деформации и потерь на гистерезис выделяется тепло, что и приводит к нагреву шины. Основные положения по тепловому расчету массивных шин даны в работе [1].

Полная работа деформации массивной шины за один оборот опорного катка:

$$A = 10^{-3} \cdot \pi \cdot q_{\text{max}} \cdot \lambda_{\text{max}} \cdot B_{\text{ш}} \cdot \frac{D_{\text{ок}}}{2} \cdot \left(1 - \frac{\lambda_{\text{max}}}{D_{\text{ок}}}\right),$$

где q_{max} – максимальное удельное давление, МПа:

$$q_{\text{max}} = \frac{4}{\pi} \cdot q_{\text{ср}};$$

λ_{max} – максимальная деформация шины, мм:

$$\lambda_{\text{max}} = \frac{l_{\text{ш}}^2}{4 \cdot D_{\text{ок}}}.$$

Количество тепла, выделяемого в массивной шине за 1 секунду работы, Вт:

$$Q = \frac{\psi_p \cdot A \cdot n}{60},$$

где n – частота вращения опорного катка, об/мин:

$$n = \frac{60 \cdot V}{3,6 \cdot \pi \cdot D_{ок}},$$

где V – скорость движения машины, км/ч.

После подстановки данных формул в выражение для Q и, учитывая, что λ_{max}/D_k мало, получим:

$$Q = \frac{10^{-3} \cdot \psi_p \cdot P_{ш} \cdot V \cdot l_k}{3,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot D_{ок}}.$$

На установившемся тепловом режиме температура нагрева шины, °С:

$$T = t_B + \frac{Q}{\alpha_{рв} \cdot F_{ш} + \frac{F_o}{\frac{1}{\alpha_{ро}} + \frac{S_o}{\lambda_o} + \frac{1}{\alpha_{ов}}}},$$

где $F_{ш}$ – площадь поверхности резинового массива, соприкасающегося с воздухом, м²;

F_o – площадь поверхности обода, соприкасающегося с шиной, м².

Знаменатель представим в следующем виде:

$$\alpha_э \cdot F_{шо} = \alpha_{рв} \cdot F_{ш} + \frac{F_o}{\frac{1}{\alpha_{ро}} + \frac{S_o}{\lambda_o} + \frac{1}{\alpha_{ов}}},$$

где $\alpha_э$ – эквивалентный коэффициент теплоотдачи от обода к воздуху, Вт/(м²·К);

$F_{шо} = F_{ш} + F_o$ – площадь поверхности шины, соприкасающейся с воздухом и ободом, тогда

$$\alpha_э = \frac{\alpha_{рв} \cdot F_{ш} + \frac{F_o}{\frac{1}{\alpha_{ро}} + \frac{S_o}{\lambda_o} + \frac{1}{\alpha_{ов}}}}{F_{ш} + F_o}.$$

Проведенные эксперименты показывают, что для проектных расчетов может быть принято $\alpha_э = 19,86$ Вт/(м²·К).

Площадь поверхности резинового массива, м²:

$$F_{\text{ш0}} = 2 \cdot 10^{-6} \cdot \pi \cdot (D_{\text{ок}} - H_{\text{ш}}) \cdot [B_{\text{ш}} + H_{\text{ш}} \cdot (1 + \text{tg}\gamma_{\text{ш}})].$$

С учетом полученных выражений максимальная температура нагрева шины равна:

$$T_{\text{max}} = \frac{t_{\text{в}} + 0,181 \cdot \psi_{\text{р}} \cdot V_{\text{max}} \cdot P_{\text{ш}}^{1,426} \cdot \sqrt[3]{H_{\text{ш}}}}{\sqrt[6]{D_{\text{ок}}^5} \cdot \sqrt{B_{\text{ш}}} \cdot \sqrt{E_{\text{р}}} \cdot \alpha_{\text{э}} \cdot F_{\text{ш0}}}.$$

Для обеспечения необходимой работоспособности массивных шин опорных катков с учетом тепловой напряженности необходимо выбрать такие параметры конструкции $D_{\text{к}}$, $B_{\text{ш}}$, $H_{\text{ш}}$, чтобы выполнялось условие:

$$\min\{([T_{\text{max}}] - T_{\text{max}}) > 0\},$$

где $[T_{\text{max}}]$ – допустимая максимальная температура нагрева шины при движении с максимальной скоростью.

3.3 Расчет нагрузки и ограничения параметров

Статическая нагрузка на шину, Н:

$$P_{\text{ш}} = \frac{K_{\text{к}} \cdot K_{\text{ш}} \cdot [(0,5 \cdot M - L_{\text{оп}} \cdot \gamma_{\text{г}}) \cdot 9,81 + T_0]}{n_{\text{ок}} \cdot m_{\text{ш}}},$$

где $K_{\text{к}}$ – коэффициент, учитывающий перегрузку катков, расположенных на одном борту;

$K_{\text{ш}}$ – коэффициент, учитывающий перегрузку шин на одном катке.

В тех случаях, когда неизвестно значение массы единицы длины гусеницы, она может быть определена приближенно по формулам: для гусеницы с резинометаллическим шарниром (РМШ), кг/м:

$$\gamma_{\text{г}} = 20 + 0,3 \cdot (B_{\text{г}} - 200);$$

для гусеницы с металлическим шарниром (МШ), кг/м:

$$\gamma_{\text{г}} = 11 + 0,26 \cdot (B_{\text{г}} - 200).$$

Наименьший возможный диаметр опорного катка, мм:

$$D_{окmin} = \frac{L_{оп} \cdot 10^3}{(n_{ок} - 1) \cdot \alpha_{окmax}},$$

где $\alpha_{окmax}$ – наибольшее отношение расстояния между осями рядом стоящих опорных катков к их диаметру.

Наибольший возможный диаметр опорного катка, мм:

$$D_{окmax} = \frac{L_{оп} \cdot 10^3}{(n_{ок} - 1) \cdot \alpha_{окmin}},$$

где $\alpha_{окmin}$ – наименьшее отношение расстояния между осями рядом стоящих опорных катков к их диаметру.

Принимаемые из стандартного ряда диаметры опорных катков ограничиваются полученными значениями $D_{окmin} \leq D_{ок} \leq D_{окmax}$.

Наибольшая возможная ширина шины определяется из отношения ее ширины к ширине гусеницы, мм:

$$B_{шmax} = K_{\Gamma} \cdot B_{\Gamma},$$

где K_{Γ} – коэффициент ширины шины (в долях ширины гусеницы).

Ширина гусеницы, мм:

$$B_{\Gamma} = \frac{9,81 \cdot M}{2 \cdot 10^3 \cdot L_{оп} \cdot q_M}.$$

3.4 Расчет оптимальных параметров массивной шины опорного катка

Решение задачи оптимизации параметров конструкции шины должно быть выполнено с учетом обеспечения работоспособности по среднему удельному давлению на поверхности контакта между шиной и беговой дорожкой гусеницы и по максимальной температуре нагрева шины. Учитывая то обстоятельство, что масса шины уменьшается с возрастанием значений $q_{ср}$ и T_{max} , наименьшая масса будет в случае одновременного достижения $q_{ср}$ и T_{max} своих предельных значений. Тогда система функциональных ограничений при найденном значении D_k может быть представлена в виде:

$$\begin{cases} \varphi_q(B_{\text{ш}}, H_{\text{ш}}) - [q_{\text{ср}}] = 0; \\ \varphi_t(B_{\text{ш}}, H_{\text{ш}}) - [T_{\text{max}}] = 0. \end{cases}$$

Для решения полученной системы уравнений выделим из выражения для среднего удельного давления постоянные величины:

$$A_q = \frac{0,242 \cdot P_{\text{ш}}^{0,574} \cdot \sqrt{E_p}}{\sqrt[6]{D_{\text{ок}}} \cdot [q_{\text{ср}}]},$$

тогда параметры шины определяются по формуле:

$$\sqrt{B_{\text{ш}}} \cdot \sqrt[3]{H_{\text{ш}}} = A_q.$$

После подстановки величины площади поверхности резинового массива в выражение для максимальной температуры нагрева шины и выделения постоянных величин получим:

$$A_t = \frac{0,181 \cdot \psi_p \cdot V_{\text{max}} \cdot P_{\text{ш}}^{1,426}}{([T_{\text{max}}] - t_{\text{в}}) \cdot \sqrt[6]{D_{\text{ок}}}^5 \cdot \sqrt{E_p} \cdot \alpha_{\text{э}} \cdot 2 \cdot 10^{-6} \cdot \pi}.$$

Параметры шины по условию постоянства температуры шины определяются по формуле:

$$\frac{\sqrt{B_{\text{ш}}}}{\sqrt[3]{H_{\text{ш}}}} \cdot (D_{\text{ок}} - H_{\text{ш}}) \cdot [B_{\text{ш}} + H_{\text{ш}} \cdot (1 + tg\gamma_{\text{ш}})] = A_t.$$

Таким образом, может быть получено выражение для определения наименьшего значения ширины шины, при котором будут выполняться условия работоспособности:

$$B_{\text{ш}} \cdot \left(D_{\text{ок}} - \frac{A_q^3}{\sqrt{B_{\text{ш}}^3}} \right) \cdot \left[B_{\text{ш}} + \frac{A_q^3}{\sqrt{B_{\text{ш}}^3}} \cdot (1 + tg\gamma_{\text{ш}}) \right] = A_t \cdot A_q.$$

3.5 Расчет массы шины

После расчета параметров шин опорных катков, удовлетворяющих критериям работоспособности, следует выбирать тот вариант конструкции, при котором получается наименьшая масса.

Масса резинового массива шины, кг:

$$M_{\text{ш}} = 10^{-9} \cdot \pi \cdot (D_{\text{ок}} - H_{\text{ш}}) \cdot (B_{\text{ш}} + H_{\text{ш}} \cdot \text{tg}\gamma_{\text{ш}}) \cdot H_{\text{ш}} \cdot \rho_{\text{ш}}.$$

Средняя толщина обода, мм:

$$S_0 = K_S \cdot B_{\text{ш1}},$$

где K_S – коэффициент толщины обода (отношение толщины обода к его длине);

$B_{\text{ш1}}$ – ширина резинового массива шины у основания, мм:

$$B_{\text{ш1}} = B_{\text{ш}} + 2 \cdot H_{\text{ш}} \cdot \text{tg}\gamma_{\text{ш}}.$$

Масса обода, кг:

$$M_0 = 10^{-9} \cdot \pi \cdot (D_{\text{ок}} - 2 \cdot H_{\text{ш}} - S_0) \cdot (B_{\text{ш}} + 2 \cdot H_{\text{ш}} \cdot \text{tg}\gamma_{\text{ш}}) \cdot S_0 \cdot \rho_0.$$

Высота реборды, мм:

$$H_p = K_H \cdot S_0,$$

где K_H – коэффициент высоты реборды (отношение высоты реборды к толщине обода).

Ширина реборды, мм:

$$B_p = K_B \cdot H_p,$$

где K_B – коэффициент ширины реборды (отношение высоты реборды к ее ширине).

Масса реборды, кг:

$$M_p = 10^{-9} \cdot \pi \cdot (D_{\text{ок}} - 2 \cdot H_{\text{ш}} - 2 \cdot S_0 + H_p) \cdot H_p \cdot B_p \cdot \rho_p.$$

Масса массивных шин, ободов и реборд опорных катков одного борта, кг:

$$M_{\Sigma} = (M_{\text{ш}} + M_{\text{о}} + M_{\text{р}} \cdot m_{\text{р}}) \cdot m_{\text{ш}} \cdot n_{\text{ок}}$$

4 Методика расчета подшипникового узла опорного катка

Режимы нагружения опорного катка, действующие в эксплуатационных условиях, могут быть кратковременные и длительно действующие. Кратковременные режимы нагружения возникают при преодолении машиной препятствий, движении на подъемах и т. п. и используются для расчета подшипников по статической грузоподъемности. Длительно действующие режимы нагружения возникают при движении машины по дорогам и местности и используются для расчета долговечности подшипников. Кроме этого, необходимо учитывать режимы нагружения, которые позволяют оценивать ограничения по прочности оси опорного катка и по предельной частоте вращения подшипников качения.

4.1 Расчет режимов нагружения опорного катка

Для расчета подшипников качения по статической грузоподъемности предельная статическая нагрузка на каток определяется на режиме преодоления препятствия, когда вся масса машины передается на два опорных катка.

Предельная статическая нагрузка на опорный каток, Н:

$$P_{\text{сто}} = \frac{M \cdot g}{2}.$$

Статическая радиальная нагрузка на опорный каток, Н:

$$P_{\text{ст}} = K_{\text{к}} \cdot \frac{g \cdot (0,5 \cdot M - L_{\text{оп}} \cdot \gamma_{\Gamma}) + T_0}{n_{\text{ок}}},$$

где $K_{\text{к}}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки на катки по борту.

При движении машины вследствие удлинения ветвей гусеничной цепи под действием натяжения от центробежных сил изменяется предварительное статическое натяжение, что приводит к изменению нагрузок на опорные катки. Величина действующего статического натяжения T_{0V} при прямолинейном движении машины может быть определена из уравнения [5], Н:

$$\gamma_r \cdot \frac{V_{\Gamma j}^2}{3,6^2} + T_{OVj} - T_0 - \frac{10^3 \cdot k_r \cdot \gamma_r^2 \cdot g^2 \cdot L_{\Pi}^2}{24} \cdot \left(\frac{1}{T_{OVj}^2} - \frac{1}{T_0^2} \right) = 0,$$

где $V_{\Gamma j}$ – средняя скорость перематывания гусениц при прямолинейном движении на j -ой передаче (принимается равной средней скорости движения на j -ой передаче), км/ч;

k_r – погонная жесткость гусеницы, Н·м/мм;

L_{Π} – максимальная длина провисающего участка свободной ветви гусеницы (для ходовой части с поддерживающими катками – расстояние между осями поддерживающих катков; для ходовой части без поддерживающих катков – расстояние между осями ведущего колеса и ближайшего к нему опорного катка, на который опирается свободная ветвь гусеницы), м.

Радиальная нагрузка на опорный каток при прямолинейном движении на j -ой передаче, Н:

$$P_{kj} = K_k \cdot \frac{g \cdot (0,5 \cdot M - L_{\text{оп}} \cdot \gamma_r) + T_{OVj}}{n_{\text{ок}}}.$$

При движении машины по криволинейной траектории в центре масс машины действует центробежная сила, которая приводит к изменению радиальных нагрузок на опорные катки забегающего и отстающего бортов машины и действию боковых сил, приложенных к катку через гребни гусениц.

Радиальная нагрузка на опорный каток забегающего борта при повороте на j -ой передаче, Н:

$$P_{k2j} = K_k \cdot \frac{g \cdot [M \cdot (0,5 + h_c \cdot C_{yj}/B) - L_{\text{оп}} \cdot \gamma_r] + T_{OV2j}}{n_{\text{ок}}},$$

где h_c – высота центра масс, м;

C_{yj} – коэффициент боковой силы при повороте на j -ой передаче;

B – ширина колеи машины, м;

T_{OV2} – статическое натяжение в гусенице забегающего борта на j -ой передаче, Н.

Коэффициент боковой силы при повороте на j -ой передаче:

$$C_{yj} = \frac{V_{\text{ср}j}^2 \cdot K_{\text{ср}pj}}{(1 + q_k \cdot B \cdot K_{\text{ср}pj})^2 \cdot 3,6^2 \cdot g},$$

где q_k – относительное плечо выноса скорости прямолинейного движения при повороте.

Статическое натяжение в гусенице забегающего борта на j -ой передаче определяется из уравнения, Н:

$$\gamma_r \cdot \frac{V_{r2j}^2}{3,6^2} + T_{0V2j} - T_0 - \frac{10^3 \cdot k_r \cdot \gamma_r^2 \cdot g^2 \cdot L_{\Pi}^2}{24} \cdot \left(\frac{1}{T_{0V2j}^2} - \frac{1}{T_0^2} \right) = 0,$$

где V_{r2j} – средняя скорость перематывания гусеницы забегающего борта при повороте на j -ой передаче, км/ч:

$$V_{r2j} = V_{срj} \cdot \frac{1 + 0,5 \cdot B \cdot K_{српj}}{1 + q_k \cdot B \cdot K_{српj}}.$$

Радиальная нагрузка на опорный каток отстающего борта при повороте на j -ой передаче, Н:

$$P_{к1j} = K_{к} \cdot \frac{g \cdot [M \cdot (0,5 - h_c \cdot C_{yj}/B) - L_{оп} \cdot \gamma_r] + T_{0V1j}}{n_{ок}},$$

где T_{0V1} – статическое натяжение в гусенице отстающего борта на j -ой передаче, Н.

Величина статического натяжения в гусенице отстающего борта на j -ой передаче определяется из уравнения, Н:

$$\gamma_r \cdot \frac{V_{r1j}^2}{3,6^2} + T_{0V1j} - T_0 - \frac{10^3 \cdot k_r \cdot \gamma_r^2 \cdot g^2 \cdot L_{\Pi}^2}{24} \cdot \left(\frac{1}{T_{0V1j}^2} - \frac{1}{T_0^2} \right) = 0,$$

где V_{r1j} – средняя скорость перематывания гусеницы отстающего борта при повороте на j -ой передаче, км/ч:

$$V_{r1j} = V_{срj} \cdot \frac{1 - 0,5 \cdot B \cdot K_{српj}}{1 + q_k \cdot B \cdot K_{српj}}.$$

Осевая нагрузка на опорный каток забегающего борта при повороте на j -ой передаче, Н:

$$A_{к2j} = P_{к2j} \cdot \mu_j,$$

где μ_j – коэффициент сопротивления повороту при движении на j -ой передаче.

Осевая нагрузка на опорный каток отстающего борта при повороте на j -ой передаче, Н:

$$A_{к1j} = P_{к1j} \cdot \mu_j.$$

Для определения средней кривизны траектории движения необходимо располагать функцией распределения вероятностей кривизны траектории по пути $\{F_S(K_i), K_i\}$. Диапазон кривизны траектории движения разделяется на интервалы, для каждого из которых определяется:

– средняя кривизна траектории движения

$$K_{срi} = \frac{K_i + K_{i-1}}{2};$$

– вероятность движения машины с кривизной траектории движения $K_{срi}$

$$P_S(K_{срi}) = F_S(K_i) - F_S(K_{i-1}).$$

Номер интервала кривизны траектории движения, при котором имеет место движение с полным заносом, т. е. выполняется условие:

$$\frac{V_{срj}^2 \cdot K_{срi}}{(1 + q_k \cdot B \cdot K_{срi})^2 \cdot 3,6^2 \cdot g} \geq M_S(\mu_{max}),$$

где $M_S(\mu_{max})$ – математическое ожидание коэффициента предельного сопротивления повороту.

Средняя кривизна траектории движения в поворотах на j -ой передаче:

$$K_{српj} = \sum_{i=2}^{i_3-1} K_{срi} \cdot P_S(K_{срi}/V_{срj}),$$

где $P_S(K_{срi}/V_{срj})$ – условная вероятность движения машины на i -ом интервале кривизны траектории движения и j -ой передаче:

$$P_S(K_{cpi}/V_{cpj}) = \frac{P_S(K_{cpi})}{P_S(K_{cpj})}$$

где $P_S(K_{cpi})$ – вероятность пути с K_{cpi} ;

$P_S(K_{cpj})$ – доля пути, на котором происходит движение машины без полного заноса на скорости V_{cpj} .

$$P_S(K_{cpj}) = \sum_{i=2}^{i_3-1} P_S(K_{cpi}),$$

где i_3 – номер интервала кривизны траектории движения, на котором происходит полный занос.

В соответствии с рекомендациями [5] коэффициент сопротивления повороту принимается в зависимости от условий движения:

– при повороте без заноса ($C_{yj} \leq \mu_j$)

$$\mu_j = \frac{40 \cdot M_s(\mu_{max})}{37 + 6/(B \cdot K_{cpj})};$$

– при повороте с частичным заносом ($C_{yj} > \mu_j$) $\mu_j = C_{yj}$.

Коэффициент использования j -ой передачи по пути при прямолинейном движении:

$$\alpha_{snj} = \frac{F_S(K_1)}{F_S(K_1) + P_S(K_{cpj})} \cdot \alpha_{sj},$$

где $F_S(K_1)$ – значение функции распределения вероятностей кривизны траектории движения по пути для $i = 1$.

Коэффициент использования j -ой передачи по пути при движении в поворотах:

$$\alpha_{skj} = \alpha_{sj} - \alpha_{snj}.$$

Максимальная частота вращения подшипников качения опорного катка, об/мин:

$$n_{max} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot V_{max}}{3,6 \cdot \pi \cdot D_{ок}}$$

Расчет оси опорного катка на изгиб проводится на режиме удара балансира в буфер подвески, при этом нагрузка достигает десятикратной величины от статической нагрузки на каток [2], Н:

$$P_{стmax} = 10 \cdot P_{ст}.$$

4.2 Расчет режимов нагружения подшипникового узла

Для расчета подшипников качения необходимо определить радиальные и осевые нагрузки, действующие на опоры подшипникового узла. Радиальная и осевая нагрузка на подшипники качения находятся в зависимости от радиальных и боковых сил, приложенных к катку, расстояния между опорами, расстояния от средней плоскости катка до наружной и внутренней опор, а также от неравномерности нагружения шин двухрядных опорных катков.

Расстояние между серединами шин опорного катка, мм:

$$l_{ш} = D_{ок} \cdot K_{сш},$$

где $K_{сш}$ – относительное расстояние между серединами шин.

Расстояние между серединами подшипников, мм:

$$l_{п} = D_{ок} \cdot K_{п},$$

где $K_{п}$ – относительное расстояние между серединами подшипников.

Расстояние от средней плоскости катка до середины внутреннего подшипника, мм:

$$l_{в} = \frac{l_{п}}{1 + K_{а}},$$

где $K_{а}$ – коэффициент асимметрии расположения опор.

Расстояние от средней плоскости опорного катка до середины наружного подшипника, мм:

$$l_{н} = l_{п} - l_{в}.$$

Смещение линии действия нагрузки от средней плоскости опорного катка, мм:

$$e_{\text{ш}} = \frac{l_{\text{ш}}}{2} \cdot (K_{\text{ш}} - 1),$$

где $K_{\text{ш}}$ – коэффициент, учитывающий перегрузку шин на одном катке.
Предельная статическая нагрузка на внутреннюю опору, Н:

$$P_{0\text{в}} = \frac{P_{\text{сто}}}{l_{\text{п}}} \cdot l_{\text{н}}.$$

Предельная статическая нагрузка на наружную опору, Н:

$$P_{0\text{н}} = P_{\text{сто}} - P_{0\text{в}}.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка на внутренние опоры катков при прямолинейном движении на j -ой передаче, Н:

$$P_{r\text{в}j} = v \cdot \frac{P_{kj}}{l_{\text{п}}} \cdot (l_{\text{н}} + e_{\text{ш}}),$$

где v – коэффициент вращения.

Эквивалентная динамическая нагрузка на наружные опоры катков при прямолинейном движении на j -ой передаче, Н:

$$P_{r\text{н}j} = v \cdot \frac{P_{kj}}{l_{\text{п}}} \cdot (l_{\text{в}} - e_{\text{ш}}).$$

Радиальная нагрузка на внутреннюю опору катка забегающего борта на j -ой передаче, Н:

$$F_{r2\text{в}j} = \frac{P_{k2j}}{l_{\text{п}}} \cdot (l_{\text{н}} + e_{\text{ш}}) + \frac{A_{k2j} \cdot D_{\text{ок}}}{2 \cdot l_{\text{п}}}.$$

Радиальная нагрузка на наружную опору катка забегающего борта на j -ой передаче, Н:

$$F_{r2\text{н}j} = \frac{P_{k2j}}{l_{\text{п}}} \cdot (l_{\text{в}} - e_{\text{ш}}) - \frac{A_{k2j} \cdot D_{\text{ок}}}{2 \cdot l_{\text{п}}}.$$

Радиальная нагрузка на внутреннюю опору катка отстающего борта на j -ой передаче, Н:

$$F_{r1вj} = \frac{P_{к1j}}{l_{п}} \cdot (l_{н} + e_{ш}) - \frac{A_{к1j} \cdot D_{ок}}{2 \cdot l_{п}}.$$

Радиальная нагрузка на наружную опору катка отстающего борта на j -ой передаче, Н:

$$F_{r1нj} = \frac{P_{к1j}}{l_{п}} \cdot (l_{в} - e_{ш}) + \frac{A_{к1j} \cdot D_{ок}}{2 \cdot l_{п}}.$$

Осевые нагрузки на опоры подшипникового узла зависят от конструкции опоры (таблица 3).

Таблица 3 – Осевые нагрузки на опоры подшипникового узла на j -ой передаче

| Конструкция опоры согласно таблице 1 | № рисунка | | |
|---|----------------------|----------------------|----------------------|
| | 1 | 2 | 3 |
| Осевая нагрузка на внутреннюю опору катка забегающего борта | $F_{a2ej} = A_{k2j}$ | $F_{a2ej} = 0$ | $F_{a2ej} = A_{k2j}$ |
| Осевая нагрузка на наружную опору катка забегающего борта | $F_{a2nj} = 0$ | $F_{a2nj} = A_{k2j}$ | $F_{a2nj} = 0$ |
| Осевая нагрузка на внутреннюю опору катка отстающего борта | $F_{a1ej} = 0$ | $F_{a1ej} = 0$ | $F_{a1ej} = A_{k1j}$ |
| Осевая нагрузка на наружную опору катка отстающего борта | $F_{a1nj} = A_{k1j}$ | $F_{a1nj} = A_{k1j}$ | $F_{a1nj} = 0$ |

Эквивалентная динамическая нагрузка для установочных опор, воспринимающих осевые и радиальные нагрузки, определяется по зависимости [7], Н:
– для забегающего борта

$$P_{r2sj} = X_{2sj} \cdot v \cdot |F_{r2sj}| + Y_{2sj} \cdot F_{a2sj};$$

– для отстающего борта

$$P_{r1sj} = X_{1sj} \cdot v \cdot |F_{r1sj}| + Y_{1sj} \cdot F_{a1sj},$$

где s – обозначение наружной ($s = н$) и внутренней ($s = в$) опор подшипникового узла;

X_{sj} – коэффициент радиальной нагрузки;

Y_{sj} – коэффициент осевой нагрузки.

Предельное отношение осевой и радиальной нагрузки, обуславливающее выбор коэффициентов X и Y:

– для забегающего борта

$$e_{2sj} = 0,518 \cdot \left(\left| \frac{F_{a2sj}}{C_{0rs}} \right| \right)^{0,24};$$

– для отстающего борта

$$e_{1sj} = 0,518 \cdot \left(\left| \frac{F_{a1sj}}{C_{0rs}} \right| \right)^{0,24},$$

где C_{0rs} – базовая статическая радиальная грузоподъемность, Н.

При проектном расчете принимается, что базовая статическая радиальная грузоподъемность подшипника равна предельной статической нагрузке на опору, т. е. $C_{0rs} = P_{0s}$.

В случае если $e_{sj} \leq 0,19$ принимается $e_{sj} = 0,19$.

Отношение осевой и радиальной нагрузок:

– для забегающего борта

$$e_{2sj}^* = \frac{F_{a2sj}}{v \cdot |F_{r2sj}|};$$

– для отстающего борта

$$e_{1sj}^* = \frac{F_{a1sj}}{v \cdot |F_{r1sj}|}.$$

В случае если $e_{sj}^* \leq e_{sj}$, коэффициент радиальной нагрузки принимается $X_{sj} = 1$, а коэффициент осевой нагрузки принимается $Y_{sj} = 0$. При $e_{sj}^* > e_{sj}$ коэффициент радиальной нагрузки принимается $X_{sj} = 0,56$, а коэффициент осевой нагрузки

$$Y_{sj} = \frac{1 - X_{sj}}{e_{sj}}.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка для плавающих опор, воспринимающих радиальную нагрузку, Н:

– для забегающего борта

$$P_{r2sj} = v \cdot |F_{r2sj}|;$$

– для отстающего борта

$$P_{r1sj} = v \cdot |F_{r1sj}|.$$

Средняя расчетная нагрузка на внутреннюю опору, Н:

$$P_{срв} = \sqrt[3]{\sum_{j=1}^n P_{rвj}^3 \cdot \alpha_{snj} + 0,5 \cdot \sum_{j=1}^n P_{r2вj}^3 \cdot \alpha_{skj} + 0,5 \cdot \sum_{j=1}^n P_{r1вj}^3 \cdot \alpha_{skj}}.$$

Средняя расчетная нагрузка на наружную опору, Н:

$$P_{срн} = \sqrt[3]{\sum_{j=1}^n P_{rнj}^3 \cdot \alpha_{snj} + 0,5 \cdot \sum_{j=1}^n P_{r2нj}^3 \cdot \alpha_{skj} + 0,5 \cdot \sum_{j=1}^n P_{r1нj}^3 \cdot \alpha_{skj}}.$$

4.3 Выбор подшипников качения по статической грузоподъемности, долговечности и прочности оси опорного катка

Выбор подшипников качения внутренней и наружной опор подшипникового узла опорного катка производится по статической грузоподъемности и долговечности. Выбираемые размеры подшипника качения внутренней опоры должны быть равны или больше диаметра оси катка, рассчитанного по условиям прочности.

Наименьший диаметр оси опорного катка в месте установки подшипника внутренней опоры, мм:

$$d_{св} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot P_{стmax} \cdot l_0 \cdot S_{ок}}{\pi \cdot (1 - K_0^4) \cdot \sigma_T}},$$

где $S_{ок}$ – коэффициент безопасности при расчете оси опорного катка;

K_0 – относительный диаметр отверстия оси катка;

σ_T – предел текучести материала оси катка.

После расчета величина диаметра оси катка округляется до ближайшего большего значения, оканчивающегося на 0 или 5. Условное обозначение подшипника по внутреннему диаметру (первые две цифры справа налево в условном обозначении подшипника по ГОСТ 3189-75) $DY_{св} = d_{св}/5$.

Расстояние от средней плоскости опорного катка до расчетного сечения оси, мм:

$$l_0 = l_b \cdot K_p,$$

где K_p – относительное расстояние до расчетного сечения оси катка.

Принимается ближайшее большее значение из ряда нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69.

Базовая статическая радиальная грузоподъемность подшипника должна быть больше, чем предельная статическая нагрузка, при которой кольца подшипника не вращаются относительно друг друга, т. е. должно выполняться условие выбора:

– для внутреннего подшипника $C_{0rв} \geq |P_{0rв}| \cdot f_s$;

– для наружного подшипника $C_{0rн} \geq |P_{0rн}| \cdot f_s$,

где f_s – коэффициент надежности при статическом нагружении.

По полученным значениям выбираются из таблиц технических характеристик [7] подшипники и соответствующие им условные обозначения по внутреннему диаметру $DY_{0гв}$ и $DY_{0гн}$.

Базовая долговечность подшипника должна быть больше, чем требуемая по условиям эксплуатации:

– для внутреннего подшипника, млн об. $L_{10в} \geq L_s$;

– для наружного подшипника, млн об. $L_{10н} \geq L_s$.

Требуемая долговечность подшипников, млн об.:

$$L_s = \frac{S}{\pi \cdot D_{ок}},$$

где S – заданный ресурс, км.

Требуемая базовая динамическая радиальная грузоподъемность для роликового радиального подшипника, Н:

$$C_r^* = \frac{L_s^{3/10} \cdot P_{ср} \cdot K_б \cdot K_t}{a_3},$$

где a_3 – коэффициент долговечности;

K_6 – коэффициент безопасности;

K_t – температурный коэффициент, учитывающий влияние теплового режима работы на долговечность подшипника:

– при рабочей температуре подшипника $t_p < 105$ °С $K_t = 1$;

– при рабочей температуре подшипника $t_p \geq 105$ °С

$$K_t = \frac{108 + 0,4 \cdot t_p}{150},$$

где t_p – рабочая температура подшипника, °С.

Требуемая базовая динамическая радиальная грузоподъемность для шарикового радиального подшипника, Н:

$$C_r^* = \frac{L_s^{1/3} \cdot P_{cp} \cdot K_6 \cdot K_t}{a_3}.$$

По рассчитанному значению из таблиц технических характеристик подшипников [7] выбирается подшипник, соответствующий ближайшему большему значению базовой динамической радиальной грузоподъемности. Для выбранного подшипника находится соответствующее ему условное обозначение по внутреннему диаметру $D_{Уг}$.

При выборе пары подшипников для проектируемого подшипникового узла учитываются принятые соотношения диаметров ($d_b = d_n$ или $d_n = d_b - 5$, или $D_b = D_n$).

Выбор оптимальных параметров конструкции производится по критерию массы подшипникового узла, которая определяется по формуле:

$$M_{пу} = M_{пв} + M_{пн} + (5,04 \cdot 10^{-4} + 2,18 \cdot 10^{-8} \cdot P_{ст}) \cdot l_{п} \cdot D_{cp},$$

где $M_{пв}$ и $M_{пн}$ – масса внутреннего и наружного подшипника соответственно, кг;

D_{cp} – средняя величина наружных диаметров подшипников, мм:

$$D_{cp} = \frac{D_b + D_n}{2}.$$

5 Информационное обеспечение

Диаметры катков принимаются согласно ГОСТ 6636-69 в пределах размеров катков, применяемых на гусеничных машинах: 500; 530; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800 мм. При необходимости диаметры могут приниматься из дополнительного ряда: 515; 545; 580; 615; 650; 690; 730; 775; 825 мм.

Физико-механические характеристики материалов.

Резина для массивных шин опорных катков марки 34РИ-12:

- модуль упругости $E_p = 9$ МПа;
- коэффициент внутреннего трения $\psi_p = 0,25$;
- плотность $\rho_{ш} = 1130$ кг/м³;
- эквивалентный коэффициент теплоотдачи (на режиме максимальной скорости движения) $\alpha_s = 19,86$ Вт/м²·К.

Материал для ободов и опорных катков – сталь 35 ГОСТ 1050-2013, сталь 38ХС ГОСТ 4543-71, сталь 45Л ГОСТ 977-88:

- плотность $\rho_o = 7800$ кг/м³.

Деформируемые алюминиевые сплавы:

- АМг6 ГОСТ 4784-97 $\rho_o = 2640$ кг/м³;
- В93 ГОСТ 4784-97 $\rho_o = 2840$ кг/м³.

Деформируемый магниевый сплав МА2-1 ГОСТ 14957-76 $\rho_o = 1790$ кг/м³.

Предел текучести материала оси катка:

- для стали марки 45 ГОСТ 1050-88 $\sigma_T = 350$ МПа;
- для стали марки 38ХС ГОСТ 4543-71 $\sigma_T = 735$ МПа;
- для стали марки 45ХН ГОСТ 4543-71 $\sigma_T = 835$ МПа.

Допускаемые значения показателей работоспособности резины шин:

- допускаемое среднее удельное давление на поверхности контакта между шиной и беговой дорожкой гусеницы $[q_{cp}] = 1,6$ МПа;
- допускаемое приращение температуры шины на режиме максимальной скорости движения $[T_{max}] = 155$ °С.

Соотношения между параметрами конструкции:

- отношение расстояния между осями рядом стоящих опорных катков к их диаметру $a_{ок} = 1,12-1,42$;
- отношение ширины шины к ширине трака:
 - для однорядных опорных катков $K_r = 0,311-0,367$;
 - для двухрядных опорных катков машин массой до 20 т $K_r = 0,213-0,217$;
 - для двухрядных опорных катков машин массой более 20 т $K_r = 0,267-0,287$;
- относительное расстояние между серединами шин $K_{сш} = 0,17-0,33$;
- относительное расстояние между серединами подшипников $K_{п} = 0,093-0,217$;
- коэффициент асимметрии расположения опор $K_a = 1-1,6$;

- относительный диаметр отверстия оси катка $K_o = 0,43–0,71$;
 - относительное расстояние до расчетного сечения оси катка $K_p = 1,05–1,88$.
- Угол наклона образующей боковой поверхности шины $\gamma_{ш} = 8^\circ$.

Коэффициент, учитывающий перегрузку катков, расположенных на одном борту $K_k = 1,05$.

Коэффициенты толщины обода, реборды, ширины реборды представлены в таблице 4.

Таблица 4 – Коэффициенты толщины обода (K_S), высоты реборды (K_H), ширины реборды (K_B)

| Материал обода | K_S | K_H | K_B |
|---------------------------------|-------------|----------|----------|
| Сталь | 0,051–0,081 | 1–2,25 | 0,44–0,8 |
| Деформируемый алюминиевый сплав | 0,101–0,165 | 0,8–2,27 | 0,36–1 |
| Деформируемый магниевый сплав | 0,2 | – | – |

Коэффициент, учитывающий перегрузку шин на одном катке:

- для однорядных катков $K_{ш} = 1$;
- для двухрядных катков $K_{ш} = 1,15$.

Технические характеристики подшипников качения приведены в [7].

Рабочая температура подшипника $t_p = 100^\circ\text{C}$.

Коэффициент безопасности при расчете оси опорного катка $S_{ок} = 1,5–2,8$.

Коэффициент безопасности принимается в зависимости от характера нагрузки на подшипник и обуславливается конструкцией опорного катка и вида беговой дорожки гусеницы [1]:

- при качении катка по металлической беговой дорожке $K_6 = 2–2,5$;
- при качении катка по резиновой беговой дорожке $K_6 = 1,8–2,2$.

Коэффициент долговечности, учитывающий особые условия эксплуатации (воздействие пыли, песка, грязи, влаги и т. п.) $a_3 = 0,74–1$.

Коэффициент надежности при статическом нагружении $f_s = 0,8–1,2$.

Коэффициент вращения:

- при вращении внутреннего кольца по отношению к направлению нагрузки $v = 1$;
- при неподвижном по отношению к направлению нагрузки внутреннем кольце $v = 1,2$.

6 Контрольный пример проектного расчета гусеничного движителя

6.1 Контрольный пример проектного расчета оптимальных параметров массивных шин опорных катков

Исходные данные:

– машина:

$M = 13000$ кг; $V_{max} = 65$ км/ч; $L_{оп} = 3,6$ м; $q_M = 0,053$ МПа; $n_{ок} = 6$; $T_0 = 15000$ Н;
 $K_k = 1,05$;

– внешняя среда:

$t_B = 40$ °С;

– массивная шина:

$m_{ш} = 1$; $K_{ш} = 1$; $a_{окmin} = 1,12$; $a_{окmin} = 1,42$; $K_r = 0,36$;

материал обода и реборды – сталь; $K_S = 0,07$; $m_p = 2$; $K_H = 1,8$; $K_B = 0,55$

– гусеница:

тип шарнира – резинометаллический шарнир (РМШ).

Ширина гусеницы

$$B_r = \frac{9,81 \cdot M}{2 \cdot 10^3 \cdot L_{оп} \cdot q_M} = \frac{9,81 \cdot 13000}{2 \cdot 10^3 \cdot 3,6 \cdot 0,53} = 334,2 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшее большее значение из ряда нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69 $B_r = 340$ мм.

Наибольшая ширина шины

$$B_{шmax} = K_r \cdot B_r = 0,36 \cdot 340 = 122,4 \text{ мм.}$$

Масса единицы длины гусеницы

$$\gamma_r = 20 + 0,3 \cdot (B_r - 200) = 20 + 0,3 \cdot (340 - 200) = 62 \text{ кг/мм.}$$

Статическая нагрузка на шину

$$P_{ш} = \frac{K_k \cdot K_{ш} \cdot [(0,5 \cdot M - L_{оп} \cdot \gamma_r) \cdot 9,81 + T_0]}{n_{ок} \cdot m_{ш}} = \\ = \frac{1,05 \cdot 1 \cdot [(0,5 \cdot 13000 - 3,6 \cdot 62) \cdot 9,81 + 15000]}{6 \cdot 1} = 13401 \text{ Н.}$$

Наименьший диаметр опорного катка

$$D_{окmin} = \frac{L_{оп} \cdot 10^3}{(n_{ок} - 1) \cdot \alpha_{окmax}} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{(6 - 1) \cdot 1,42} = 507 \text{ мм.}$$

Наибольший диаметр опорного катка

$$D_{окmax} = \frac{L_{оп} \cdot 10^3}{(n_{ок} - 1) \cdot \alpha_{окmin}} = \frac{3,6 \cdot 10^3}{(6 - 1) \cdot 1,12} = 643 \text{ мм.}$$

Из ряда нормальных линейных размеров по условию $507 \leq D_{ок} \leq 643$ могут быть выбраны следующие значения диаметров опорного катка $D_{ок} = (530; 560; 600; 630)$ мм.

Расчет ширины шины для диаметра опорного катка $D_{ок} = 530$ мм:

$$A_q = \frac{0,242 \cdot P_{ш}^{0,574} \cdot \sqrt{E_p}}{\sqrt[6]{D_{ок}} \cdot [q_{ср}]} = \frac{0,242 \cdot 13401^{0,574} \cdot \sqrt{9}}{\sqrt[6]{530} \cdot 1,6} = 37,3,$$

$$A_t = \frac{0,181 \cdot \psi_p \cdot V_{max} \cdot P_{ш}^{1,426}}{([T_{max}] - t_B) \cdot \sqrt[6]{D_{ок}^5} \cdot \sqrt{E_p} \cdot \alpha_3 \cdot 2 \cdot 10^{-6} \cdot \pi}$$

$$= \frac{0,181 \cdot 0,25 \cdot 65 \cdot 13401^{1,426}}{(155 - 40) \cdot \sqrt[6]{530^5} \cdot \sqrt{9} \cdot 19,86 \cdot 2 \cdot 10^{-6} \cdot 3,14} = 2,82 \cdot 10^5.$$

Ширина шины

$$B_{ш} \cdot \left(D_{ок} - \frac{A_q^3}{\sqrt{B_{ш}^3}} \right) \cdot \left[B_{ш} + \frac{A_q^3}{\sqrt{B_{ш}^3}} \cdot (1 + tg\gamma_{ш}) \right] = A_t \cdot A_q,$$

$$B_{ш} \cdot \left(530 - \frac{37,3^3}{\sqrt{B_{ш}^3}} \right) \cdot \left[B_{ш} + \frac{37,3^3}{\sqrt{B_{ш}^3}} \cdot (1 + tg8^\circ) \right] = 37,3 \cdot 2,82 \cdot 10^5.$$

После решения уравнения получим $B_{ш} = 126,6$ мм.

Так как условие $B_{ш} \leq B_{шmax}$ не выполнено ($126,6 > 122,4$), то для расчета принимаем следующее значение диаметра опорного катка $D_{ок} = 560$ мм:

$$A_q = \frac{0,242 \cdot P_{\text{ш}}^{0,574} \cdot \sqrt{E_p}}{\sqrt[6]{D_{\text{ок}}} \cdot [q_{\text{ср}}]} = \frac{0,242 \cdot 13401^{0,574} \cdot \sqrt{9}}{\sqrt[6]{560} \cdot 1,6} = 36,96,$$

$$A_t = \frac{0,181 \cdot \psi_p \cdot V_{\text{max}} \cdot P_{\text{ш}}^{1,426}}{([T_{\text{max}}] - t_{\text{в}}) \cdot \sqrt[6]{D_{\text{ок}}}^5 \cdot \sqrt{E_p} \cdot \alpha_3 \cdot 2 \cdot 10^{-6} \cdot \pi} =$$

$$= \frac{0,181 \cdot 0,25 \cdot 65 \cdot 13401^{1,426}}{(155 - 40) \cdot \sqrt[6]{560}^5 \cdot \sqrt{9} \cdot 19,86 \cdot 2 \cdot 10^{-6} \cdot 3,14} = 2,69 \cdot 10^5.$$

Ширина шины

$$B_{\text{ш}} \cdot \left(D_{\text{ок}} - \frac{A_q^3}{\sqrt{B_{\text{ш}}^3}} \right) \cdot \left[B_{\text{ш}} + \frac{A_q^3}{\sqrt{B_{\text{ш}}^3}} \cdot (1 + tg\gamma_{\text{ш}}) \right] = A_t \cdot A_q,$$

$$B_{\text{ш}} \cdot \left(530 - \frac{36,96^3}{\sqrt{B_{\text{ш}}^3}} \right) \cdot \left[B_{\text{ш}} + \frac{36,96^3}{\sqrt{B_{\text{ш}}^3}} \cdot (1 + tg8^\circ) \right] = 36,96 \cdot 2,69 \cdot 10^5.$$

После решения уравнения получим $B_{\text{ш}} = 117,5$ мм. В этом случае условие $B_{\text{ш}} \leq B_{\text{шmax}}$ выполняется ($117,5 < 122,4$). Для дальнейшего расчета принимается ближайшее большее значение из стандарта $B_{\text{ш}} = 118$ мм.

Высота резинового массива шины

$$H_{\text{ш}} = \left(\frac{A_q}{B_{\text{ш}}} \right)^3 = \left(\frac{36,96}{118} \right)^3 = 39,4 \text{ мм.}$$

Принимаем $H_{\text{ш}} = 40$ мм.

Среднее удельное давление

$$q_{\text{ср}} = \frac{243 \cdot P_{\text{ш}}^{0,574} \cdot \sqrt{E_p}}{\sqrt[6]{D_{\text{ок}}} \cdot \sqrt{B_{\text{ш}}} \cdot \sqrt[3]{H_{\text{ш}}}} = \frac{243 \cdot 13401^{0,574} \cdot \sqrt{9}}{\sqrt[6]{560} \cdot \sqrt{118} \cdot \sqrt[3]{40}} = 1,59 \text{ МПа.}$$

Площадь поверхности резинового массива

$$F_{\text{шо}} = 2 \cdot 10^{-6} \cdot \pi \cdot (D_{\text{ок}} - H_{\text{ш}}) \cdot [B_{\text{ш}} + H_{\text{ш}} \cdot (1 + tg\gamma_{\text{ш}})] =$$

$$= 2 \cdot 10^{-6} \cdot 3,14 \cdot (560 - 40) \cdot [118 + 40 \cdot (1 + tg8^\circ)] = 0,534 \text{ м}^2.$$

Максимальная температура нагрева шины

$$T_{max} = \frac{t_B + 0,181 \cdot \psi_p \cdot V_{max} \cdot P_{ш}^{1,426} \cdot \sqrt[3]{H_{ш}}}{\sqrt[6]{D_{ок}^5} \cdot \sqrt{B_{ш}} \cdot \sqrt{E_p} \cdot \alpha_э \cdot F_{шо}} =$$

$$= \frac{40 + 0,181 \cdot 0,25 \cdot 65 \cdot 13401^{1,426} \cdot \sqrt[3]{40}}{\sqrt[6]{560^5} \cdot \sqrt{118} \cdot \sqrt{9} \cdot 19,86 \cdot 0,534} = 154,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Ширина резинового массива шины у основания

$$B_{ш1} = B_{ш} + 2 \cdot H_{ш} \cdot tg\gamma_{ш} = 118 + 2 \cdot 40 \cdot tg8^\circ = 129,2 \text{ мм}.$$

Средняя толщина обода

$$S_o = K_S \cdot B_{ш1} = 0,07 \cdot 129,2 = 9,05 \text{ мм}.$$

Принимаем $S_o = 9,5$ мм.

Высота реборды

$$H_p = K_H \cdot S_o = 1,8 \cdot 9,5 = 17,1 \text{ мм}.$$

Принимаем $H_p = 17,5$ мм.

Ширина реборды

$$B_p = K_B \cdot H_p = 0,55 \cdot 17,5 = 9,63 \text{ мм}.$$

Принимаем $B_p = 10$ мм.

Масса резинового массива шины

$$M_{ш} = 10^{-9} \cdot \pi \cdot (D_{ок} - H_{ш}) \cdot (B_{ш} + H_{ш} \cdot tg\gamma_{ш}) \cdot H_{ш} \cdot \rho_{ш} =$$

$$= 10^{-9} \cdot 3,14 \cdot (560 - 40) \cdot (118 + 40 \cdot tg8^\circ) \cdot 40 \cdot 1130 = 9,13 \text{ кг}.$$

Масса обода

$$M_o = 10^{-9} \cdot \pi \cdot (D_{ок} - 2 \cdot H_{ш} - S_o) \cdot (B_{ш} + 2 \cdot H_{ш} \cdot tg\gamma_{ш}) \cdot S_o \cdot \rho_o =$$

$$= 10^{-9} \cdot 3,14 \cdot (560 - 2 \cdot 40 - 9,5) \cdot (118 + 2 \cdot 40 \cdot tg8^\circ) \cdot 9,5 \cdot 7800 = 14,16 \text{ кг}.$$

Масса реборды

$$M_p = 10^{-9} \cdot \pi \cdot (D_{ок} - 2 \cdot H_{ш} - 2 \cdot S_o + H_p) \cdot H_p \cdot B_p \cdot \rho_p =$$

$$= 10^{-9} \cdot 3,14 \cdot (560 - 2 \cdot 40 - 2 \cdot 9,5 + 17,5) \cdot 17,5 \cdot 10 \cdot 7800 = 2,05 \text{ кг}.$$

Масса массивных шин, ободов и реборд опорных катков одного борта

$$M_{\Sigma} = (M_{\text{ш}} + M_{\text{о}} + M_{\text{р}} \cdot m_{\text{р}}) \cdot m_{\text{ш}} \cdot n_{\text{ок}} = \\ = (9,13 + 14,16 + 2,05 \cdot 2) \cdot 1 \cdot 6 = 164,3 \text{ кг.}$$

Аналогично выполняется расчет параметров шин для диаметров опорного катка 600 и 630 мм. Результаты проектного расчета приведены в таблице 5.

Таблица 5 – Результаты проектного расчета параметров массивных шин опорных катков

| Параметр | Значение | | |
|--|----------|-------|-------|
| | 560 | 600 | 630 |
| Диаметр опорного катка, мм | 560 | 600 | 630 |
| Ширина шины, мм | 118 | 108 | 100 |
| Высота резинового массива шины, мм | 40 | 44 | 48 |
| Ширина резинового массива шины у основания, мм | 129,2 | 120,4 | 113,5 |
| Средняя толщина обода, мм | 9,5 | 8,5 | 8 |
| Высота реборды, мм | 17,5 | 15,5 | 14,5 |
| Ширина реборды, мм | 10 | 9 | 8 |
| Среднее удельное давление, МПа | 1,59 | 1,6 | 1,6 |
| Максимальная температура нагрева шины, °С | 154,5 | 152,8 | 153,2 |
| Масса резинового массива шины, кг | 9,13 | 9,92 | 10,6 |
| Масса обода, кг | 14,16 | 12,62 | 11,7 |
| Масса реборды, кг | 2,05 | 1,74 | 1,51 |
| Масса массивных шин, ободов и реборд опорных катков одного борта, кг | 164,3 | 156,2 | 151,9 |

По результатам расчета принимается шина с размерами 630×100×48, так как она имеет наименьшую массу.

6.2 Контрольный пример расчета режимов нагружения опорного катка

Исходные данные:

– машина: $B = 2,5$ м; $q_k = 0,5$; $h_c = 1,06$; $S = 12000$ км;

– ходовая часть $L_{\text{п}} = 1,5$ м; $k_r = 3000$ Н·м/мм;

– дорожно-грунтовые условия:

$K_i = (0; 0,01; 0,02; 0,03; 0,04; 0,05; 0,06; 0,07; 0,08; 0,09; 0,1)$;

$F_S(K_i) = (0,5; 0,66; 0,81; 0,9; 0,94; 0,95; 0,96; 0,97; 0,98; 0,99; 1)$;

$M_S(\mu_{\text{max}}) = 0,647$;

– режимы движения машины:

$V_{\text{ср}} = (10,3; 17,5; 26,7; 38,1; 59,1)$; $\alpha_s = (0,007; 0,049; 0,28; 0,258; 0,406)$;

– массивная шина: $K_{\text{сш}} = 0$;

– подшипниковый узел: тип опор – внутренняя плавающая, наружная установочная двухсторонняя, $K_{\Pi} = 0,161$; $K_a = 1,32$; $\nu = 1,2$; $K_b = 2,5$; $t_p = 100$ °С; $a_3 = 0,85$; $f_s = 1$; $K_t = 1$;

– ось опорного катка: марка материала – сталь марки 38ХС ГОСТ 4543-71; $\sigma_T = 735$ МПа;

$$S_{ок} = 1,8; K_p = 1,38; K_o = 0,57.$$

Предельная статическая нагрузка на опорный каток

$$P_{ст0} = \frac{M \cdot g}{2} = \frac{13000 \cdot 9,81}{2} = 63765 \text{ Н.}$$

Статическая радиальная нагрузка на опорный каток, Н:

$$\begin{aligned} P_{ст} &= K_k \cdot \frac{g \cdot (0,5 \cdot M - L_{оп} \cdot \gamma_r) + T_0}{n_{ок}} = \\ &= 1,05 \cdot \frac{9,81 \cdot (0,5 \cdot 13000 - 3,6 \cdot 62) + 15000}{6} = 13400,7 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Максимальная частота вращения подшипников качения опорного катка:

$$n_{max} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot V_{max}}{3,6 \cdot \pi \cdot D_{ок}} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 65}{3,6 \cdot 3,14 \cdot 630} = 547 \text{ об/мин.}$$

Нагрузка для расчета оси опорного катка на прочность:

$$P_{стmax} = 10 \cdot P_{ст} = 10 \cdot 12763 = 134007 \text{ Н.}$$

Средняя кривизна траектории движения для $i = 1$

$$K_{ср1} = K_1 = 0 \text{ 1/м.}$$

Вероятность движения машины с кривизной траектории движения $K_{ср1}$

$$P_S(K_{ср1}) = F_S(K_1) = 0,5.$$

Средняя кривизна траектории движения для $i = 2$

$$K_{ср2} = \frac{K_2 + K_1}{2} = \frac{0,01 + 0}{2} = 0,005 \text{ 1/м.}$$

Вероятность движения машины с кривизной траектории движения K_{cp2}

$$P_S(K_{cp2}) = F_S(K_2) - F_S(K_1) = 0,66 - 0,5 = 0,16.$$

По аналогии производится расчет значений K_{cp} и $P_S(K_{cp2})$ для остальных точек характеристики режимов движения $i = 3-11$. Результаты расчета приведены в таблице 6.

Скорость перематывания гусениц при прямолинейном движении на первой передаче $V_{r1} = V_{cp1} = 10,3$ км/ч.

Статическое натяжение гусеницы при прямолинейном движении на первой передаче

$$\gamma_r \cdot \frac{V_{r1}^2}{3,6^2} + T_{ov1} - T_0 - \frac{10^3 \cdot k_r \cdot \gamma_r^2 \cdot g^2 \cdot L_n^2}{24} \cdot \left(\frac{1}{T_{ov1}^2} - \frac{1}{T_0^2} \right) = 0,$$

$$62 \cdot \frac{10,3^2}{3,6^2} + T_{ovj} - 15000 - \frac{10^3 \cdot 3000 \cdot 62^2 \cdot 9,81^2 \cdot 1,5^2}{24} \cdot \left(\frac{1}{T_{ov}^2} - \frac{1}{15000^2} \right) = 0.$$

После решения уравнения получим $T_{ov1} = 14523$ Н.

Радиальная нагрузка на опорный каток при прямолинейном движении на первой передаче, Н:

$$P_{k1} = K_k \cdot \frac{g \cdot (0,5 \cdot M - L_{оп} \cdot \gamma_r) + T_{ov1}}{n_{ок}} =$$

$$= 1,05 \cdot \frac{9,81 \cdot (0,5 \cdot 13000 - 3,6 \cdot 62) + 14523}{6} = 13317 \text{ Н.}$$

Для первой передачи и интервала кривизны траектории движения $i = 2$ производится проверка выполнения условия:

$$\frac{V_{cp1}^2 \cdot K_{cp2}}{(1 + q_k \cdot B \cdot K_{cp2})^2 \cdot 3,6^2 \cdot g} \geq M_s(\mu_{max}),$$

$$\frac{10,3^2 \cdot 0,005}{(1 + 0,5 \cdot 2,5 \cdot 0,005)^2 \cdot 3,6^2 \cdot 9,81} = 0,0041 < 0,647.$$

Доля пути, на котором происходит движение машины без полного заноса на первой передаче

$$P_S(K_{cp1}) = \sum_{i=2}^{11} P_S(K_{cp1}) =$$

$$= 0,16 + 0,15 + 0,09 + 0,04 + 0,01 + 0,01 + 0,01 + 0,01 + 0,01 + 0,01 = 0,5.$$

Условная вероятность движения машины на интервале $i = 2$ на первой передаче:

$$P_S(K_{cp2}/V_{cp1}) = \frac{P_S(K_{cp2})}{P_S(K_{cp1})} = \frac{0,16}{0,5} = 0,32.$$

Производится расчет условных вероятностей движения машины на первой передаче для интервалов кривизны траектории $i = 3-11$. Результаты расчета приведены в таблице 6.

Таблица 6 – Характеристики дорожно-грунтовых условий

| Номер интервала i | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
|-----------------------|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| K_{cp} | 0 | 0,005 | 0,015 | 0,025 | 0,035 | 0,045 | 0,055 | 0,065 | 0,075 | 0,085 | 0,095 |
| $P_S(K_{cp})$ | 0,5 | 0,16 | 0,15 | 0,09 | 0,04 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 |
| $P_S(K_{cp}/V_{cp1})$ | – | 0,32 | 0,3 | 0,18 | 0,08 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 |
| $P_S(K_{cp}/V_{cp2})$ | – | 0,32 | 0,3 | 0,18 | 0,08 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 |
| $P_S(K_{cp}/V_{cp3})$ | – | 0,32 | 0,3 | 0,18 | 0,08 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 |
| $P_S(K_{cp}/V_{cp4})$ | – | 0,34 | 0,32 | 0,19 | 0,09 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 |
| $P_S(K_{cp}/V_{cp5})$ | – | 0,4 | 0,38 | 0,23 | 0,1 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,03 |

Средняя кривизна траектории движения в поворотах на первой передаче:

$$K_{cp1} = \sum_{i=2}^{11} K_{cpi} \cdot P_S(K_{cpi}/V_{cp1}) = 0,005 \cdot 0,32 + 0,015 \cdot 0,3 +$$

$$+ 0,025 \cdot 0,18 + 0,035 \cdot 0,08 + 0,045 \cdot 0,02 + 0,055 \cdot 0,02 +$$

$$+ 0,065 \cdot 0,02 + 0,075 \cdot 0,02 + 0,085 \cdot 0,02 + 0,095 \cdot 0,02 = 0,0218 \text{ 1/м.}$$

Коэффициент боковой силы при повороте на первой передаче

$$C_{y1} = \frac{V_{cp1}^2 \cdot K_{cp1}}{(1 + q_k \cdot B \cdot K_{cp1})^2 \cdot 3,6^2 \cdot g} =$$

$$= \frac{10,3^2 \cdot 0,0218}{(1 + 0,5 \cdot 2,5 \cdot 0,0218)^2 \cdot 3,6^2 \cdot 9,81} = 0,0172.$$

Коэффициент сопротивления повороту на первой передаче

$$\mu_1 = \frac{40 \cdot M_s(\mu_{max})}{37 + 6/(B \cdot K_{срп1})} = \frac{40 \cdot 0,647}{37 + 6/(2,5 \cdot 0,0218)} = 0,176.$$

Так как $\mu_1 > C_{y1}$ ($0,176 > 0,0172$), то для определения боковых сил принимается $\mu_1 = 0,176$.

Средняя скорость перематывания гусеницы забегающего борта при повороте машины на первой передаче

$$V_{г21} = V_{ср1} \cdot \frac{1 + 0,5 \cdot B \cdot K_{срп1}}{1 + q_k \cdot B \cdot K_{срп1}} = 10,3 \cdot \frac{1 + 0,5 \cdot B \cdot 0,0218}{1 + q_k \cdot B \cdot 0,0218} = 10,3 \text{ км/ч.}$$

Статическое натяжение гусеницы забегающего борта на первой передаче

$$\gamma_{г} \cdot \frac{V_{г21}^2}{3,6^2} + T_{0V21} - T_0 - \frac{10^3 \cdot k_{г} \cdot \gamma_{г}^2 \cdot g^2 \cdot L_{п}^2}{24} \cdot \left(\frac{1}{T_{0V21}^2} - \frac{1}{T_0^2} \right) = 0,$$

$$62 \cdot \frac{10,3^2}{3,6^2} + T_{0V21} - 15000 - \frac{10^3 \cdot 3000 \cdot 62^2 \cdot 9,81^2 \cdot 1,5^2}{24} \cdot \left(\frac{1}{T_{0V21}^2} - \frac{1}{15000^2} \right) = 0.$$

После решения уравнения получим $T_{0V21} = 14523 \text{ Н}$.

Радиальная нагрузка на опорный каток забегающего борта при повороте на первой передаче

$$P_{к21} = K_{к} \cdot \frac{g \cdot [M \cdot (0,5 + h_c \cdot C_{y1}/B) - L_{оп} \cdot \gamma_{г}] + T_{0V21}}{n_{ок}} = 1,05 \times$$

$$\times \frac{9,81 \cdot [13000 \cdot (0,5 + 1,06 \cdot 0,0172/2,5) - 3,6 \cdot 62] + 14523}{6} = 13480 \text{ Н.}$$

Осевая нагрузка на опорный каток забегающего борта при повороте на первой передаче

$$A_{к21} = P_{к21} \cdot \mu_1 = 13480 \cdot 0,176 = 2372 \text{ Н.}$$

Средняя скорость перематывания гусеницы отстающего борта при повороте на первой передаче

$$V_{г11} = V_{ср1} \cdot \frac{1 - 0,5 \cdot B \cdot K_{срп1}}{1 + q_k \cdot B \cdot K_{срп1}} = 10,3 \cdot \frac{1 - 0,5 \cdot B \cdot 0,0218}{1 + 0,5 \cdot 2,5 \cdot 0,0218} = 9,75 \text{ км/ч.}$$

Статическое натяжение гусеницы отстающего борта на первой передаче

$$\gamma_r \cdot \frac{V_{r11}^2}{3,6^2} + T_{OV11} - T_0 - \frac{10^3 \cdot k_r \cdot \gamma_r^2 \cdot g^2 \cdot L_{\Pi}^2}{24} \cdot \left(\frac{1}{T_{OV11}^2} - \frac{1}{T_0^2} \right) = 0,$$

$$62 \cdot \frac{9,75^2}{3,6^2} + T_{OV11} - 15000 - \frac{10^3 \cdot 3000 \cdot 62^2 \cdot 9,81^2 \cdot 1,5^2}{24} \cdot \left(\frac{1}{T_{OV11}^2} - \frac{1}{15000^2} \right) = 0.$$

После решения уравнения получим $T_{OV11} = 14572$ Н.

Радиальная нагрузка на опорный каток отстающего борта при повороте на первой передаче

$$P_{k11} = K_k \cdot \frac{g \cdot [M \cdot (0,5 - h_c \cdot C_{y1}/B) - L_{оп} \cdot \gamma_r] + T_{OV11}}{n_{ок}} = 1,05 \times$$

$$\times \frac{9,81 \cdot [13000 \cdot (0,5 - 1,06 \cdot 0,0172/2,5) - 3,6 \cdot 62] + 14572}{6} = 13163 \text{ Н.}$$

Осевая нагрузка на опорный каток отстающего борта при повороте на первой передаче

$$A_{k11} = P_{k11} \cdot \mu_1 = 13163 \cdot 0,176 = 2316 \text{ Н.}$$

Коэффициент использования первой передачи по пути при прямолинейном движении на первой передаче

$$\alpha_{sn1} = \frac{F_S(K_1)}{F_S(K_1) + P_S(K_{cp1})} \cdot \alpha_{s1} = \frac{0,5}{0,5 + 0,5} \cdot 0,007 = 0,0035.$$

Коэффициент использования первой передачи по пути при движении в поворотах:

$$\alpha_{sk1} = \alpha_{s1} - \alpha_{sn1} = 0,007 - 0,0035 = 0,0035.$$

По аналогии производится расчет режимов нагружения опорного катка на остальных передачах. Результаты расчета приведены в таблице 7.

Таблица 7 – Вероятностные режимы нагружения опорного катка

| Параметр нагружения | Номер передачи | | | | |
|-----------------------|---|--------|--------|--------|--------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| | Средняя скорость движения на передаче, км/ч | | | | |
| | 10,3 | 17,5 | 26,7 | 38,1 | 59,1 |
| $P_k, \text{Н}$ | 13317 | 13161 | 12852 | 12334 | 11490 |
| $\alpha_{сп}$ | 0,0035 | 0,0245 | 0,1400 | 0,1330 | 0,2256 |
| $T_{0V}, \text{Н}$ | 14523 | 13632 | 11866 | 8905 | 4080 |
| $K_{срп}, 1/\text{м}$ | 0,0218 | 0,0218 | 0,0218 | 0,0178 | 0,0133 |
| C_y | 0,0172 | 0,0498 | 0,1158 | 0,1941 | 0,3522 |
| μ | 0,176 | 0,176 | 0,176 | 0,1941 | 0,3522 |
| $V_{Г2}, \text{км/ч}$ | 10,3 | 17,5 | 26,7 | 38,1 | 59,1 |
| $T_{0V2}, \text{Н}$ | 14523 | 13632 | 11866 | 8905 | 4080 |
| $P_{к2}, \text{Н}$ | 13480 | 13632 | 13948 | 14171 | 14823 |
| $A_{к2}, \text{Н}$ | 2372 | 2399 | 2454 | 2751 | 5221 |
| $V_{Г1}, \text{км/ч}$ | 9,8 | 16,6 | 25,3 | 36,4 | 57,2 |
| $T_{0V1}, \text{Н}$ | 14572 | 13772 | 12181 | 9369 | 4364 |
| $P_{к1}, \text{Н}$ | 13163 | 12715 | 11811 | 10578 | 8206 |
| $A_{к1}, \text{Н}$ | 2316 | 2237 | 2078 | 2054 | 2891 |
| α_{sk} | 0,0035 | 0,0245 | 0,1400 | 0,1250 | 0,1804 |

6.3 Контрольный пример расчета режимов нагружения подшипникового узла

Расстояние между серединами шин опорного катка

$$l_{ш} = D_{ок} \cdot K_{сш} = 630 \cdot 0 = 0 \text{ мм.}$$

Расстояние между серединами подшипников

$$l_{п} = D_{ок} \cdot K_{п} = 630 \cdot 0,161 = 101,43 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшее большее значение из ряда нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69 $l_{п} = 102 \text{ мм.}$

Расстояние от средней плоскости катка до середины внутреннего подшипника

$$l_{в} = \frac{l_{п}}{1 + K_a} = \frac{102}{1 + 1,32} = 44 \text{ мм.}$$

Расстояние от средней плоскости опорного катка до середины наружного подшипника

$$l_H = l_{\Pi} - l_B = 102 - 44 = 58 \text{ мм.}$$

Смещение линии действия нагрузки от средней плоскости опорного катка

$$e_{\text{ш}} = \frac{l_{\text{ш}}}{2} \cdot (K_{\text{ш}} - 1) = \frac{0}{2} \cdot (1 - 1) = 0 \text{ мм.}$$

Предельная статическая нагрузка на внутреннюю опору

$$P_{0B} = \frac{P_{\text{сто}}}{l_{\Pi}} \cdot l_H = \frac{63765}{102} \cdot 58 = 36259 \text{ Н.}$$

Предельная статическая нагрузка на наружную опору

$$P_{0H} = P_{\text{сто}} - P_{0B} = 63765 - 36259 = 27506 \text{ Н.}$$

Эквивалентная динамическая нагрузка на внутренние опоры катков при прямолинейном движении на первой передаче

$$P_{rB1} = v \cdot \frac{P_{K1}}{l_{\Pi}} \cdot (l_H + e_{\text{ш}}) = 1,2 \cdot \frac{13317}{102} \cdot (58 + 0) = 9087 \text{ Н.}$$

Эквивалентная динамическая нагрузка на наружные опоры катков при прямолинейном движении на первой передаче

$$P_{rH1} = v \cdot \frac{P_{K1}}{l_{\Pi}} \cdot (l_B - e_{\text{ш}}) = v \cdot \frac{13317}{102} \cdot (44 - 0) = 6894 \text{ Н.}$$

Радиальная нагрузка на внутреннюю опору катка забегающего борта на первой передаче

$$F_{r2B1} = \frac{P_{K21}}{l_{\Pi}} \cdot (l_H + e_{\text{ш}}) + \frac{A_{K21} \cdot D_{\text{ок}}}{2 \cdot l_{\Pi}} = \frac{13480}{102} \cdot (58 + 0) + \frac{2372 \cdot 630}{2 \cdot 102} = 14990 \text{ Н.}$$

Радиальная нагрузка на наружную опору катка забегающего борта на первой передаче

$$F_{r2H1} = \frac{P_{K21}}{l_{\Pi}} \cdot (l_B - e_{\text{ш}}) - \frac{A_{K21} \cdot D_{\text{ок}}}{2 \cdot l_{\Pi}} = \frac{13480}{102} \cdot (44 - 0) - \frac{2372 \cdot 630}{2 \cdot 102} = 1510 \text{ Н.}$$

Радиальная нагрузка на внутреннюю опору катка отстающего борта на первой передаче

$$F_{r1B1} = \frac{P_{K11}}{l_{\Pi}} \cdot (l_H + e_{\text{ш}}) - \frac{A_{K11} \cdot D_{\text{ок}}}{2 \cdot l_{\Pi}} = \frac{13163}{102} \cdot (58 + 0) - \frac{2316 \cdot 630}{2 \cdot 102} = 333 \text{ Н.}$$

Радиальная нагрузка на наружную опору катка отстающего борта на первой передаче

$$F_{r1H1} = \frac{P_{K11}}{l_{\Pi}} \cdot (l_B - e_{\text{ш}}) + \frac{A_{K11} \cdot D_{\text{ок}}}{2 \cdot l_{\Pi}} = \frac{13163}{102} \cdot (44 - 0) + \frac{2316 \cdot 630}{2 \cdot 102} = 12830 \text{ Н.}$$

Осевые нагрузки на опоры подшипникового узла с внутренней плавающей опорой $F_{a2B1} = 0 \text{ Н}$; $F_{a2H1} = A_{K21} = 2372 \text{ Н}$; $F_{a1B1} = 0 \text{ Н}$; $F_{a1H1} = A_{K11} = 2316 \text{ Н}$.

Для забегающего борта:

так как внутренняя опора является плавающей, эквивалентная динамическая нагрузка

$$P_{r2B1} = v \cdot |F_{r2B1}| = 1,2 \cdot 14990 = 17988 \text{ Н.}$$

Наружная опора является двухсторонней установочной, поэтому при определении эквивалентной динамической нагрузки учитывается действие радиальных и осевых сил.

Предельное отношение осевой и радиальной нагрузок $C_{\text{орн}} = P_{0H} = 27506 \text{ Н}$,

$$e_{2H1} = 0,518 \cdot \left(\left| \frac{F_{a2H1}}{C_{\text{орн}}} \right| \right)^{0,24} = 0,518 \cdot \left(\left| \frac{2372}{27506} \right| \right)^{0,24} = 0,288.$$

Отношение осевой и радиальной нагрузок

$$e_{2H1}^* = \frac{F_{a2H1}}{v \cdot |F_{r2H1}|} = \frac{2372}{1,2 \cdot |-1510|} = 1,309.$$

Так как $e_{2н1}^* > e_{2н1}$ ($1,309 > 0,288$), коэффициент радиальной нагрузки $X_{2н1} = 0,56$, а коэффициент осевой нагрузки

$$Y_{2н1} = \frac{1 - X_{2н1}}{e_{2н1}} = \frac{1 - 0,56}{0,288} = 1,53.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка

$$\begin{aligned} P_{r2н1} &= X_{2н1} \cdot v \cdot |F_{r2н1}| + Y_{2н1} \cdot F_{a2н1} = \\ &= 0,56 \cdot 1,2 \cdot |-1510| + 1,53 \cdot 2372 = 4642 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Для отстающего борта:

так как внутренняя опора является плавающей, эквивалентная динамическая нагрузка

$$P_{r1в1} = v \cdot |F_{r1в1}| = 1,2 \cdot 333 = 399 \text{ Н.}$$

Наружная опора является двухсторонней установочной, поэтому при определении эквивалентной динамической нагрузки учитывается действие радиальных и осевых сил.

Предельное отношение осевой и радиальной нагрузок

$$e_{1н1} = 0,518 \cdot \left(\left| \frac{F_{a1н1}}{C_{орн}} \right| \right)^{0,24} = 0,518 \cdot \left(\left| \frac{2316}{27506} \right| \right)^{0,24} = 0,286.$$

Отношение осевой и радиальной нагрузок

$$e_{1н1}^* = \frac{F_{a1н1}}{v \cdot |F_{r1н1}|} = \frac{2372}{1,2 \cdot 12830} = 0,15.$$

Так как $e_{1н1}^* < e_{1н1}$ ($0,15 < 0,286$), коэффициент радиальной нагрузки $X_{1н1} = 1$, а коэффициент осевой нагрузки $Y_{1н1} = 0$.

Эквивалентная динамическая нагрузка

$$P_{r1н1} = X_{1н1} \cdot v \cdot |F_{r1н1}| + Y_{1н1} \cdot F_{a1н1} = 1 \cdot 1,2 \cdot 12830 + 0 \cdot 2316 = 15396 \text{ Н.}$$

По аналогии производится расчет нагрузок на опоры на остальных передачах. Результаты расчета приведены в таблице 8.

Таблица 8 – Нагрузка на опоры подшипникового узла опорного катка

| Вид нагрузки | Номер передачи | | | | |
|--------------|----------------|-------|-------|-------|-------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| $P_{гв}, Н$ | 9087 | 8981 | 8770 | 8416 | 7840 |
| $P_{гн}, Н$ | 6894 | 6813 | 6653 | 6385 | 5948 |
| $F_{r2в}, Н$ | 14990 | 15159 | 15510 | 16554 | 24553 |
| $F_{r2н}, Н$ | -1510 | -1527 | -1562 | -2383 | -9730 |
| $F_{r1в}, Н$ | 333 | 321 | 298 | -327 | -4261 |
| $F_{r1н}, Н$ | 12830 | 12394 | 11513 | 10905 | 12467 |
| $F_{a2в}, Н$ | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| $F_{a2н}, Н$ | 2372 | 2399 | 2454 | 2751 | 5221 |
| $F_{a1в}, Н$ | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| $F_{a1н}, Н$ | 2316 | 2237 | 2078 | 2054 | 2891 |
| $P_{r2в}, Н$ | 17988 | 18191 | 18613 | 19865 | 29464 |
| $P_{r2н}, Н$ | 4642 | 4685 | 4773 | 5662 | 13147 |
| $P_{r1в}, Н$ | 399 | 386 | 358 | 392 | 5113 |
| $P_{r1н}, Н$ | 15396 | 14872 | 13815 | 13086 | 14960 |

Средняя расчетная нагрузка на внутреннюю опору

$$\begin{aligned}
 P_{срв} &= \sqrt[3]{\sum_{j=1}^n P_{rвj}^3 \cdot \alpha_{snj} + 0,5 \cdot \sum_{j=1}^n P_{r2вj}^3 \cdot \alpha_{skj} + 0,5 \cdot \sum_{j=1}^n P_{r1вj}^3 \cdot \alpha_{skj}} = \\
 &= \sqrt[3]{9087^3 \cdot 0,0035 + 8981^3 \cdot 0,0245 + 8770^3 \cdot 0,14 + 8416^3 \cdot 0,133 + \\
 &+ 7840^3 \cdot 0,2256 + 0,5 \cdot (17988^3 \cdot 0,0035 + 18191^3 \cdot 0,0245 + 18613^3 \cdot 0,14 + \\
 &+ 19865^3 \cdot 0,125 + 29464^3 \cdot 0,1804) + 0,5 \cdot (399^3 \cdot 0,0035 + 386^3 \cdot 0,0245 + \\
 &+ 358^3 \cdot 0,14 + 392^3 \cdot 0,125 + 5113^3 \cdot 0,1804)} = 15394 \text{ Н.}
 \end{aligned}$$

Средняя расчетная нагрузка на наружную опору

$$\begin{aligned}
 P_{срн} &= \sqrt[3]{\sum_{j=1}^n P_{rнj}^3 \cdot \alpha_{snj} + 0,5 \cdot \sum_{j=1}^n P_{r2нj}^3 \cdot \alpha_{skj} + 0,5 \cdot \sum_{j=1}^n P_{r1нj}^3 \cdot \alpha_{skj}} = \\
 &= \sqrt[3]{6894^3 \cdot 0,0035 + 6813^3 \cdot 0,0245 + 6653^3 \cdot 0,14 + 6358^3 \cdot 0,133 + \\
 &+ 5948^3 \cdot 0,2256 + 0,5 \cdot (4642^3 \cdot 0,0035 + 4685^3 \cdot 0,0245 + 4773^3 \cdot 0,14 + \\
 &+ 5662^3 \cdot 0,125 + 13147^3 \cdot 0,1804) + 0,5 \cdot (15396^3 \cdot 0,0035 + 14872^3 \cdot 0,0245 + \\
 &+ 13815^3 \cdot 0,14 + 13086^3 \cdot 0,125 + 14960^3 \cdot 0,1804)} = 10102 \text{ Н.}
 \end{aligned}$$

6.4 Контрольный пример выбора подшипников качения по статической грузоподъемности, долговечности и прочности оси опорного катка

Требуемая долговечность подшипников

$$L_S = \frac{S}{\pi \cdot D_{ок}} = \frac{12000}{3,14 \cdot 630} = 6,07 \text{ млн об.}$$

Расстояние от средней плоскости опорного катка до расчетного сечения оси

$$l_0 = l_B \cdot K_p = 44 \cdot 1,38 = 60,72 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшее большее значение из ряда нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69 $l_0 = 62 \text{ мм}$.

Наименьший диаметр оси опорного катка в месте установки подшипника внутренней опоры

$$d_{св} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot P_{стmax} \cdot l_0 \cdot S_{ок}}{\pi \cdot (1 - K_0^4) \cdot \sigma_T}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 134007 \cdot 62 \cdot 1,8}{3,14 \cdot (1 - 0,57^4) \cdot 735}} = 61,43 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{св} = 65 \text{ мм}$. Условное обозначение подшипника по внутреннему диаметру

$$DY_{св} = \frac{d_{св}}{5} = \frac{65}{5} = 13.$$

Выбор подшипника для внутренней опоры для типа и серии подшипника 2200.

По условию $C_{0гв} \geq P_{0в}$ ($41990 > 36259$) из справочной литературы [7] выбираем подшипник, условное обозначение которого $DY_{0гв} = 12$.

Требуемая базовая динамическая радиальная грузоподъемность для роликового радиального подшипника

$$C_{гв}^* = \frac{L_S^{3/10} \cdot P_{срв} \cdot K_6 \cdot K_t}{a_3} = \frac{6,07^{3/10} \cdot 15394 \cdot 2,5 \cdot 1}{0,85} = 77757 \text{ Н.}$$

По условию $C_{гв} \geq C_{гв}^*$ ($77990 > 77757$) из справочной литературы [7] выбираем подшипник, условное обозначение которого $DY_{гв} = 16$.

Для внутренней опоры выбираем подшипник по условию

$$DY_B = \max(DY_{св}, DY_{0гв}, DY_{гв}) = \max(13, 12, 16) = 16.$$

Выбор подшипника для наружной опоры для типа и серии подшипника 200.

По условию $C_{0гн} \geq P_{0гн}$ ($30900 > 27506$) из справочной литературы [7] выбираем подшипник, условное обозначение которого $DY_{0гн} = 12$.

Требуемая базовая динамическая радиальная грузоподъемность для шарикового радиального подшипника

$$C_{гн}^* = \frac{L_s^{1/3} \cdot P_{срн} \cdot K_b \cdot K_t}{a_3} = \frac{6,07^{1/3} \cdot 10102 \cdot 2,5 \cdot 1}{0,85} = 54189 \text{ Н.}$$

По условию $C_{гн} \geq C_{гн}^*$ ($55920 > 54189$) из справочной литературы [7] выбираем подшипник, условное обозначение которого $DY_{гн} = 16$.

Для наружной опоры выбираем подшипник по условию

$$DY_{н} = \max(DY_{0гн}, DY_{гн}) = \max(12, 16) = 16.$$

Выбор подшипников с учетом вида соотношения диаметров.

Ввиду того, что условие $DY_{н} \geq DY_{в}$ выполняется ($16 = 16$) для принятого соотношения диаметров

$$d_{н} = d_{в} - 5; \quad DY_{в} = DY_{н} + 1 = 16 + 1 = 17.$$

Средняя величина наружных диаметров подшипников

$$D_{ср} = \frac{D_{в} + D_{н}}{2} = \frac{150 + 140}{2} = 145 \text{ мм.}$$

Расчет массы подшипникового узла

$$\begin{aligned} M_{пу} &= M_{пв} + M_{пн} + (5,04 \cdot 10^{-4} + 2,18 \cdot 10^{-8} \cdot P_{ст}) \cdot l_{п} \cdot D_{ср} = \\ &= 2,27 + 1,4 + (5,04 \cdot 10^{-4} + 2,18 \cdot 10^{-8} \cdot 13401) \cdot 102 \cdot 145 = 15,44 \text{ кг.} \end{aligned}$$

После выполнения аналогичных расчетов для опор подшипникового узла для типа и серии подшипников 2300 и 300 получим $DY_{в} = 13, DY_{н} = 11$.

Масса подшипникового узла для типа и серии подшипников 2300 и 300

$$\begin{aligned} M_{пу} &= M_{пв} + M_{пн} + (5,04 \cdot 10^{-4} + 2,18 \cdot 10^{-8} \cdot P_{ст}) \cdot l_{п} \cdot D_{ср} = \\ &= 2,6 + 1,35 + (5,04 \cdot 10^{-4} + 2,18 \cdot 10^{-8} \cdot 13401) \cdot 102 \cdot 130 = 14,51 \text{ кг.} \end{aligned}$$

По критерию минимума массы подшипникового узла принимаем подшипники 2313 и 311.

Библиографический список

- 1 Расчет и конструирование гусеничных машин / Н. А. Носов, В. Д. Галышев, Ю. П. Волков [и др.] – Ленинград : Машиностроение, 1972. – 558 с.
- 2 Армейские гусеничные машины. Часть вторая. Конструкция и расчет / под ред. А. С. Антонова – Москва : Воениздат, 1974. – 436 с.
- 3 Гусеничные транспортеры-тягачи / В. Ф. Платонов, А. Ф. Белоусов, Н. Г. Олейников, Г. И. Карцев. – Москва : Машиностроение, 1978. – 351 с.
- 4 Савосин В. С. Массивные шины (конструкция, изготовление, расчет) / В. С. Савосин, М. Л. Боргачев. – Москва : Химия, 1981. – 112 с.
- 5 Забавников Н. А. Основы теории транспортных гусеничных машин / Н. А. Забавников. – Москва : Машиностроение, 1975. – 448 с.
- 6 Норенков И. П. Введение в автоматизированное проектирование технических устройств и систем / И. П. Норенков. – Москва : Высшая школа, 1986. – 304 с.
- 7 Бейзельман Р. Д. Подшипники качения: справочник / Р. Д. Бейзельман, Б. В. Цыпкин, Л. Я. Перель. – Москва : Машиностроение, 1975. – 572 с.

Хомичев Алексей Сергеевич

**РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ
ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ**

Методические указания
к выполнению практических работ
по дисциплине «Проектирование транспортных средств
специального назначения»
для студентов направления
23.05.02 «Транспортные средства специального назначения»

Редактор В. С. Никифорова

| | | |
|-----------------------------|-------------------|----------------------------|
| Подписано в печать 18.02.22 | Формат 60×84 1/16 | Бумага 80 г/м ² |
| Печать цифровая | Усл. печ. л. 3,0 | Уч.-изд. л. 3,0 |
| Заказ 12 | Тираж 25 | |

Библиотечно-издательский центр КГУ.
640020, г. Курган, ул. Советская, 63/4.
Курганский государственный университет.