

УДК (UDC) 625.731.8

АНАЛИЗ ИЗНАШИВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ОПОРНО-ПОВОРОТНОГО УСТРОЙСТВА
СТРЕЛОВЫХ САМОХОДНЫХ КРАНОВ ПРОИЗВОДСТВА LIEBHERRANALYSIS OF THE WEAR OF THE ELEMENTS OF THE SLEWING SUPPORT
OF LIEBHERR SELF-PROPELLED JIB CRANESФокин В.В., Сладкова Л.А.
Fokin V.V., Sladkova L.A.Российский университет транспорта (Москва, Россия)
Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Выход из строя опорно-поворотного устройства ведет к существенному экономическому ущербу, связанному с длительными простоями техники из-за невозможности его замены новым в результате наложения санкций со стороны недружественных стран. Если ранее до введения ограничительных санкций (мер) выход из строя опорно-поворотного устройства проходила менее болезненно и занимала по времени от 15 дней до одного месяца максимум, то сейчас это растягивается до 3...5 месяцев. Одной из причин выхода из строя техники является изнашивание зубьев колеса и шестерни опорно-поворотного устройства, что ведет к изменению напряженно-деформированного состояния кассет с телами качения. Установлен неравномерный износ колеса по высоте, причем верхняя его часть изнашивается в большей степени, чем нижняя, что ведет к проскальзыванию между зубьями передачи в верхней части в большей степени, чем в нижней. Изнашивание зубьев шестерни и поворотного круга ведут к неравномерному и повышенному изнашиванию кассет и сепараторов опорно-поворотного устройства и соответственно к выпадению тел качения. Установленная неравномерность изнашивания колеса в различных его сегментах позволяет внести предложения по усовершенствованию конструкции колеса. Проведенные исследования изнашивания кассет и роликов позволили установить изменения напряженно-деформированного состояния в зоне контакта кассеты и ролика, что в дальнейшем позволит усовершенствовать методику их расчета и внести предложенная по усовершенствованию соединения кассеты и ролика.

Ключевые слова: стреловой самоходный кран, жизненный цикл машины.

Дата получения статьи: 02.04.2024
Дата принятия к публикации: 10.06.2024
Дата публикации: 25.06.2024

Сведения об авторах:

Фокин Валерий Владимирович – аспирант кафедр «Наземные транспортно-технологические средства», ФГАУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: valerafokin@inbox.ru.

Abstract. The failure of the slewing support leads to significant economic damage associated with long downtime of equipment due to the impossibility of replacing it with a new one as a result of the imposition of sanctions by unfriendly countries. If earlier, before the introduction of restrictive sanctions (measures), the failure of the was less painful and took from 15 days to one month maximum, now it stretches to 3... 5 months. One of the reasons for the failure of equipment is the wear of the teeth of the wheel and gear of the rotary bearing, which leads to a change in the stress-strain state of the cassettes with rolling elements. There is uneven wear of the wheel in height, with the upper part of the wheel wearing out to a greater extent than the lower part, which leads to slippage between the gear teeth in the upper part to a greater extent than in the lower part.. Wear of the teeth of the gear and the turntable leads to uneven and increased wear of the cassettes and cages of the slewing support and, accordingly, to the loss of rolling elements. The established unevenness of wheel wear in its various segments makes it possible to make proposals for improving the wheel design. The studies of the wear of cassettes and rollers made it possible to establish changes in the stress-strain state in the contact zone of the cassette and the roller, which in the future will improve the method of their calculation and make a proposal to improve the connection between the cassette and the roller.

Keywords: self-propelled jib crane, machine life cycle.

Date of manuscript reception: 02.04.2024
Date of acceptance for publication: 10.06.2024
Date of publication: 25.06.2024

Authors' information:

Valeriy V. Fokin – Postgraduate student, Department of Land Transport and Technological Means at Russian University of Transport, e-mail: valerafokin@inbox.ru.

Сладкова Любовь Александровна – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», ФГАУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: rich.cat2012@yandex.ru.
ORCID: 0000-0002-5409-6250

Liubov A. Sladkova – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Land Transport and Technological Means at Russian University of Transport, e-mail: rich.cat2012@yandex.ru.
ORCID: 0000-0002-5409-6250

1. Введение

Выход из строя опорно-поворотного устройства ведет к существенному экономическому ущербу, связанному с длительными простоями техники из-за невозможности его замены из-за наложения санкций со стороны недружественных стран. Если ранее до введения ограничительных мер выход из строя опорно-поворотного устройства проходил менее болезненно и занимал по времени, максимум, от 15 дней до одного месяца, то сейчас это растягивается до 3...5 месяцев. Одной из причин выхода из строя техники является изнашивание зубьев колеса и шестерни опорно-поворотного устройства, что ведет к изменению напряженно-деформированного состояния кассет с телами качения.

2. Исследования изнашивания элементов опорно-поворотного устройства.

2.1. Зубчатое колесо

Характер изнашивания зубьев передачи поворотного круга, как одного из основных элементов опорно-поворотного устройства, и скорость протекания этого процесса оказывают значимое влияние на изменение нагрузок при работе опорных роликов. Для оценки изнашивания зубьев колеса поворотного круга, колесо было поделено на четыре сектора, в каждом из которых рассматривалось изнашивание трех рядом стоящих зуба. Отметим, что число зубьев (параллельных опытов) определялось по алгоритму [1] при принятой величине погрешности измерений, равной 10%, допускаемого штангенциркулем IP-54 с ценой деления 0,01 мм при температуре проведения измерений до 25° С. При доверительной вероятности 0,95 и величине среднего отклонения размеров зуба по ширине $\bar{I} = 11,51$ следует, что для заданной точности проведения эксперимента достаточно в каж-

дом секторе провести замеры двух зубьев. Для достоверности принимаем число изменяемых зубьев равным 3.

Измерение величины износа по ширине определялись по делительному диаметру по высоте зуба через равные промежутки.

Расчетная ширина зуба s по делительному диаметру в соответствии с рекомендациями [2] равна:

$$s = \frac{\pi m}{2} = \frac{3,14 \cdot 8}{2} = 12,56 \text{ мм,}$$

где m – модуль зацепления ($m = 8$ мм) [3].

Обработка результатов эксперимента по изнашиванию зубьев поворотного круга проводилась в программном продукте EXCEL, результаты которого представлены на рис. 1.

Характер изменения размеров изношенных зубьев по высоте представляет собой полином шестой степени типа:

$$y = ax^6 + bx^5 + cx^4 + dx^3 + ex^2 + fx + k,$$

где a, b, c, d, e, f, k – коэффициенты полинома (табл. 1), определяемые при коэффициенте корреляции, равной 1; y, x – величина замера толщины зуба (мм) в сечении и номер сечения, соответственно.

Зная расчетную величину ширины зуба и, используя результаты замеров очевидно, что:

- максимальная величина износа равна 1,21 мм;
- минимальная величина износа равна 0,61 мм.

На рис. 1 видно, что изнашивание зубьев в секторе четыре выше, чем в секторе один, причем каждый рядом, стоящий сектор изнашивается в большей степени, чем предыдущий. При этом интенсивность изнашивания зуба снижается сверху вниз.

Износ проявляясь в увеличении бокового зазора в зацеплении колеса и ведущей шестерни опорно-поворотного устройства способствует нарушению работы зубчатой передачи и является основной причиной отказа этого несущего элемента конструкции.

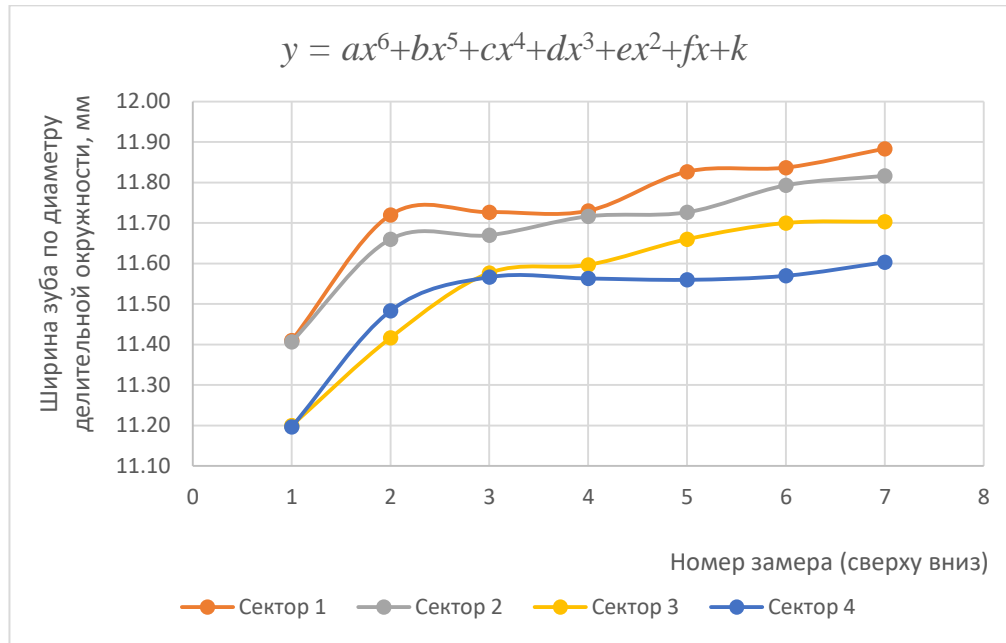


Рис. 1. Изменение размеров изношенного зуба по высоте

Таблица 1

Коэффициенты полинома изнашивания зубьев колеса опорно-поворотного устройства

Коэффициент полинома	Номер сектора			
	1	2	3	4
<i>a</i>	0,0009	0,0012	0,0011	0,0002
<i>b</i>	- 0,0197	0,03	- 0,0282	- 0,0037
<i>c</i>	0,1595	- 0,2936	0,275	0,0317
<i>d</i>	- 0,5842	1,4606	- 1,3281	- 0,1144
<i>e</i>	0,8629	- 3,8768	3,2622	0,0748
<i>f</i>	0,0295	5,2111	3,5954	0,4914
<i>k</i>	11,02	8,8767	12,613	10,717

Оценка влияния величины изнашивания на изменение работы зубчатой передачи, проведенные в [4, 5] свидетельствуют о:

- снижении передаточного числа передачи;
- изменении сопряжения зубьев в зависимости от коэффициента перекрытия, что ведет к возникновению колебаний в системе.

В свою очередь, это приводит к изменению напряженно-деформированного состояния элементов опорно-поворотного устройства (кассет и тел качения).

Аналогично измерялись зубья шестерни, находящейся в зацеплении с зубьями колеса (круга).

Далее проводился анализ изменения изнашивания в каждом сечении сектора (рис. 2).

Полученные зависимости представляют собой полином третьей степени с коэффициентом корреляции, равным 1:

$$y = ax^3 + bx^2 + cx + d,$$

где *a, b, c, d* – коэффициенты полинома; *y, x* – величина замера толщины зуба (мм) в сечении и номер сектора соответственно.

Эмпирические зависимости распределения изнашивания по секторам приведены в табл. 2.

Расчеты приведены ниже при условии незначительности влияния значений *s* значение порядка малости:

- неизношенный $12,26/12,56 = 1$;
- при минимальном износе (по нижнему сечению зуба) $11,95/12,26 = 0,9747$;
- при максимальном износе (по верхнему сечению зуба) $11,35/12,26 = 0,9258$.

Одной из причин неравномерности изнашивания зубьев по секторам, на наш взгляд, является эргономический показатель –

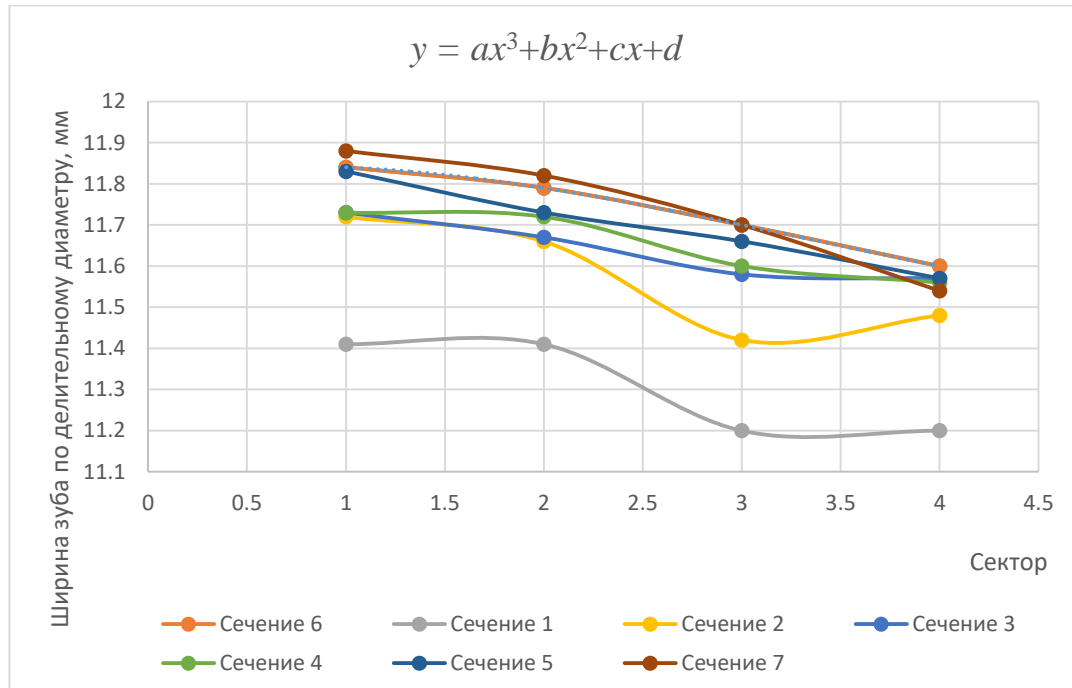


Рис. 2. Изменение размеров изношенного зуба по секторам

Таблица 2

Распределения изнашивания сечений по секторам

Сечение зуба по секторам	Уравнение изнашивание зубьев колеса по сечениям
1	$y = 0,07x^3 - 0,525x^2 + 1,085x + 10,78;$
2	$y = 0,08x^3 - 0,57x^2 + 1,09x + 11,12;$
3	$y = 0,0183x^3 - 0,125x^2 + 0,1867x + 11,65;$
4	$y = 0,0317x^3 - 0,245x^2 + 0,5033x + 11,44;$
5	$y = -0,083x^3 + 0,065x^2 - 0,2367x + 12,01;$
6	$y = 0,05x^3 - 0,5x^2 + 0,065x + 11,82;$
7	$y = 0,0033x^3 - 0,05x^2 + 0,0667x + 11,86.$

стремление машиниста крана направлять выполняемые действия с правой стороны и выполняя «автоматически» цикл работ при одном положении крана.

Величина бокового зазора до 1 мм ведет к снижению частоты собственных колебаний в 20 раз [6]. Это в свою очередь усугубляет процесс изнашивания боковой поверхности зубчатых колес, что ведет к возрастанию динамических нагрузок.

Износ зубьев оказывает существенное влияние на изменение нагруженности тел качения опорно-поворотного устройства.

Величину контактного напряжения в зубе оценим по зависимости [2, 7]:

$$\sigma = \frac{KF_t}{bm} \left(\frac{6lm}{s^2} - \frac{mtg\alpha_\omega}{s} \right) \leq [\sigma], \quad (1)$$

где K – коэффициент нагрузки; F_t – касательная составляющая нагрузки, зависящая от величины крутящего момента; b – длина контактной линии зуба, мм; m – модуль зацепления, мм; s – ширина зуба по делительному диаметру, мм; α_ω – угол зацепления ($\alpha_\omega = 20^\circ$); l – плечо изгибающей силы, мм.

Анализ зависимости (1) показывает увеличение контактного напряжения в зубе передачи возрастает в зависимости от увеличения бокового зазора. Расчеты, проведенные по этой зависимости, свидетельствуют об увеличении нагруженности зубчатого колеса до 10% в зависимости от относительного положения колеса и шестерни.

Это ведет к неполному сцеплению зубьев и увеличению усилий на подшипниковые элементы поворотного круга, такие как тела

качения. В свою очередь, это ведет к нарушению кинематики колеса и возникновению неравномерного нагружения на элементы опорно-поворотного устройства, что ведет к изменению напряженно-деформированного состояния его элементов (шариковые и роликовые опоры).

Установленная неравномерность изнашивания колеса опорно-поворотного устройства в различных его сегментах позволяет внести предложения по усовершенствованию конструкции колеса. Суть усовершенствования заключается в изготовлении не цельного колеса, а состоящего из четырех взаимозаменяемых частей с возможностью переставлять

их по мере изнашивания в процессе эксплуатации. Это позволит увеличить срок службы опорно-поворотных устройств в 3...4 раза и довести его до установленного паспортными характеристиками машины.

2.2. Изнашивание кассет

На кране LIEBHERR LTM 1350-6.1 [3] тела качения представляют собой ролики, заправленные в кассеты (рис. 3), выполненные из капролона (полиамид 6), который по своим механическим характеристикам, в частности, по коэффициенту трения схож с бронзами.



Рис. 3. Кассеты с телами качения (роликами)

Таблица 3

Механические характеристики капролона (ТУ 2224-001-78534599-2006) и стали

Характеристики	Материал	
	Капролон [8, 9]	Сталь
Предел прочности, МПа	55-80 (ГОСТ 4651-82)	590...750
Предел текучести, МПа	95 (ГОСТ 4651-82)	590...750
Предел пропорциональности, МПа	-	380...420
Модуль упругости, МПа	2700	$2,11 \cdot 10^5$
Относительное удлинение	0,2 (ГОСТ 11262-80)	0,2
Относительное сужение	-	0,45
Коэффициент трения	0,39	-
Модуль сжатия, МПа	2700 (ГОСТ 4651-82)	-
Плотность, г/см ³	1,145	7,79
Коэффициент линейного расширения, 1/град С	$8 \cdot 10^{-5}$	$11,9 \cdot 10^{-6}$
Прочность на изгиб, МПа	105	628-716
Модуль изгиба, МПа	3300	-
Ударная вязкость, МДж/м ²	-	0,2...0,3

По отношению к материалу ролика, выполненного из подшипниковой стали капро-

лон имеет более низкие показатели прочности (табл. 3) [8 - 11].

В Германии аналогом подшипниковой стали являются стали типа 1.3505, 100Cr6, 102Cr6 [11].

Сравнительная характеристика материалов свидетельствует о значительном расхождении в физико-механических характеристиках используемых материалах опорно-поворотного устройства

Другое название капролона – поликапромид [9]. В Германии, являющейся производителем кранов Liebherr, этот материал, имеющих аналогичные механические характери-

стики, носит название Duretan B, Bayer AG, Bayer AG и BASF. Из капролона в крановом и транспортном оборудовании выполняют шкивы, блоки, корпуса, подшипники и т.п.

Выявлено, что в процессе эксплуатации кранов семейства Liebherr происходит выпадение тел качения из кассет и их беспорядочное размещение по беговой дорожке (рис. 4), что ведет к длительному простое кранов вызванному необходимостью замены опорно-поворотного устройства.



Рис. 4. Отказ опорно-поворотного устройства в результате выпадения тел качения

Одной из причин выпадения тел качения является изнашивание торцевых и боковых стенок кассет. Осмотр кассеты позволил установить, что характер ее изнашивания не равномерен в местах контакта ролика и торцевой стенки. Для качественной оценки износа кассет были выполнены слепки (оттиски) внутренней поверхности кассеты из зубопротезного материала гидрогум (Hydrogum 5) производства Италии. Этот материал имеет сверхпластичный альгинат с длительной стабильностью размеров и высоким уровнем воспроизведения деталей.

Для оценки характера изнашивания были выбраны малые и большие кассеты в количестве 60 и 74 штуки, соответственно.

Измерение износа проводилось между торцевыми частями кассеты при помощи штангенциркуля.

Функция распределения величины изменения размеров между торцевыми поверхно-

стями большой и малой кассет (рис. 5) по центру представляют собой кривую нормального распределения, представленную в виде ряда Тейлора, как полином шестой степени (табл. 4) с величиной достоверности аппроксимации 0,8529 и 0,8281 при доверительной вероятности 0,95.

Рассмотрим совместную работу ролика и кассеты, показанных на рис. 3. На ролик длиной l и радиусом R_{co} стороны кольца в вертикальном направлении действует распределенная нагрузка q равная силе тяжести рабочего оборудования совместно с грузом (рис. 6), приходящаяся на единицу длины ролика. Под действием распределенной нагрузки, ролик, выполненный из подшипниковой стали и, имеющий существенно более высокие прочностные характеристики по сравнению с материалом кассеты (табл. 3), начнет деформировать кассету.

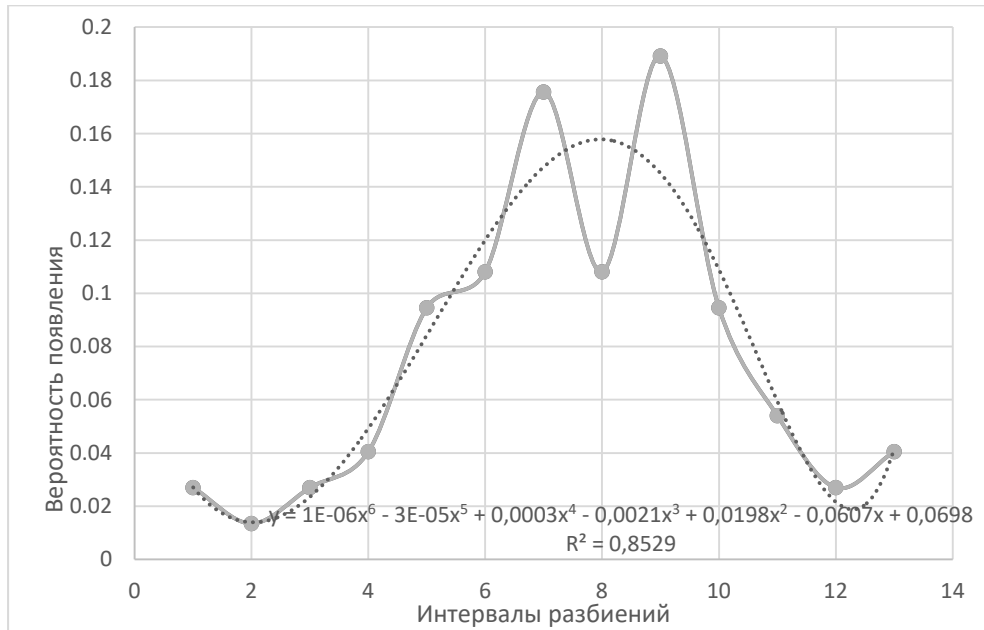


Рис. 5. Износ по центру большой кассеты

Таблица 4

Функции распределения изменения размеров между торцевыми поверхностями большой и малой кассет

Кассета	Уравнение изнашивание зубьев колеса по сечениям
Большая	$y = 10^{-6}x^6 - 0,5 \cdot 10^{-3}x^5 + 0,0003x^4 - 0,0021x^3 +$
	$+0,0198x^2 - 0,0607x + 0,0698,$
Малая	$y = 0,0429x^6 - 4,6883bx^5 + 213,5x^4 -$
	$-5180,4x^3 + 70639x^2 - 513215x + 2 \cdot 10^6$

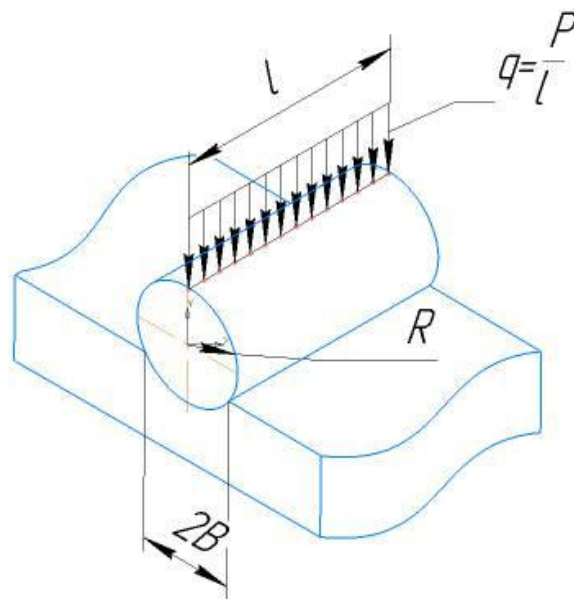


Рис. 6. Взаимодействие ролика с кассетой

В соответствии с методикой расчета [12] коэффициент уравнения эллипса касания с поверхностью кассеты равен

$$B = \frac{1}{R'}$$

Величину полуширины полоски контакта ролика с кассетой определим по формуле

$$b = 1,131 \sqrt{\frac{PR}{l} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)},$$

где P – усилие со стороны кольца на ролик, Н; R – радиус ролика, м; μ_1 и μ_2 – коэффициент Пуассона материала ролика и кассеты, соответственно; E_1 и E_2 – модуль упругости 1-рода (модуль Юнга) материала ролика и кассеты, Па; l – длина ролика, м.

Наибольшее напряжение, возникающее в зоне контакта, определим по формуле:

$$\sigma = 0,5642 \sqrt{\frac{P}{lR \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}}$$

В результате контактных и общих деформаций цилиндра между двумя сжимающими его гранями происходит уменьшение его диаметра на величину ΔD [12]:

$$\Delta D = 1,159 \frac{P}{lE} \left(0,41 + \ln \frac{4R}{b} \right).$$

Тогда величина главных напряжений в наиболее опасной точке на глубине, равной половине радиуса площади касания, будет равна:

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \sigma_2 = -0,18\sigma_{\max}, \\ \sigma_3 &= -0,8\sigma_{\max}, \end{aligned}$$

Проверку прочности при контактных напряжениях проводим по:

- 3 теории прочности

$$\sigma_{\text{эквIII}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma],$$

- 4 теории прочности

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{эквIV}} &= \\ &= \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \leq \\ &\leq [\sigma]. \end{aligned}$$

Величина максимального контактного напряжения будет равна

$$\sigma_{\max} \leq \frac{1}{m} [\sigma] = \sigma_{\text{конт}},$$

где m – коэффициент, зависящий от соотношения полуосей эллиптической площадки.

В нашем случае это соотношение равно 0,75, тогда при расчетах по третьей и четвертой теориям прочности коэффициент m будет соответственно равен 0,625 и 0,617. Допускаемая величина контактного напряжения при этом равна 3500...5000 МПа.

Предложенная выше методика расчета позволит оценить изменение напряженно-деформированного состояния элементов опорно-поворотного круга и внести предложения по усовершенствованию соединения кассеты и ролика.

3. Заключение

Установленный неравномерный износ зубьев колеса по высоте (верхняя его часть изнашивается в большей степени, чем нижняя) являются причиной проскальзывания зубьев передачи в верхней части в большей степени, чем в нижней. Изнашивание зубьев шестерни и поворотного круга ведут к неравномерному и повышенному изнашиванию кассет и сепараторов опорно-поворотного устройства и соответственно к выпадению тел качения.

Проведенные исследования изнашивания кассет и роликов позволят в дальнейшем усовершенствовать методику расчета и внести предложенная по усовершенствованию соединения кассеты и ролика.

Список литературы

1. Бойко А.Ф., Кудеников Е.Ю. Точный метод расчета необходимого количества повторных опытов // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2016. № 8. С. 128-132.
2. Гузенков П.Г. Детали машин. М.: «Высшая школа», 1975. 464 с.
3. Паспорт. Кран стреловой на специальном шасси. МОД. LTM 1350-6.1. Книга 1. – ЛИБХЕР-ВЕРК ЭХИНГЕН.
4. Зорин В.А. Основы работоспособности технических систем. М.: Издательский центр «Академия», 2009. 208 с.
5. Зорин В.А. Надежность механических систем. М.: ИНФРА-М, 2014. 380 с. DOI 10.12737/7596.
6. Сунь Сяохинь. Влияние износа зубчатых колес на качество работы тяговой передачи электропоездов: автореферат дисс... канд. техн. наук по направлению 05.22.07 – Подвижной состав железных дороги тяга поездов. М.: МИИТ, 2000. 24 с.
7. Гурин В.В., Тихонов В.В. Механика. Томск: ТПУ, 2015. 358 с.
8. ТУ 2224-001-78534599-2006. Полиамид 6 блочный. М., 2006.
9. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. М.: Машиностроение, 2001. Т. 2. 912 с.
10. Справочник. Сталь ШХ15: Преимущества, характеристики, свойства, применение. Режим доступа: <https://xlom.ru/spravochnik/stal-shh15> (дата обращения: 22.10.2023).
11. Сталь марки ШХ15. Режим доступа: https://metatorg.ru/marki-stali-i-splavy/stal_konstrukcionnaya / (дата обращения: 22.01.2024)
12. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Наукова думка, 1975. 705 с.

References

1. Boyko A.F., Kudenikov E.U. Tochniy metod rascheota neobkhdimogo kolichestva povtorneikh opyitov. *Vestnik BGTU im. V.G. Shukhova*, 2016, No.8, pp. 128-132. (In Russian)
2. Guzenkov P.G. *Detali mashin*. [Machine Parts]. Moskva, Vysshya shkola, 1975. 464 p. (In Russian)
3. Pasport. *Kran strelovoy samokhodnyy na spetsialnom shassi* [Machine Parts] MOD. LTM 1350-6.1. Book 1. – LIEBHERR-VERK EKHINGEN (In Russian)
4. Zorin V.A. *Osnovy rabotosposobnosti tekhnicheskikh system* [Fundamentals of technical systems operability]. Moscow, Izdatelskiy tsentr "Akademia", 2009. 208 p. (In Russian)
5. Zorin V.A. *Nadezhnost mekhanicheskikh system* [Mechanical Reliability]. Moscow, INFRA-M, 2014. 380 p. DOI 10.12737/7596. (In Russian)
6. Sun Siaokhin. *Vliyanie iznosa zubchatykh koles na kachestvo raboty tyagovoy peredachi elektropoezdov: avtoreferat Diss. Cand. Sci. (Engineering)*. Moscow, 2000. 24 p. (In Russian)
7. Gurin V.V., Tikhonov V.V. *Mekhanika* [Mechanica]. Tomsk, TPU, 2015. 358 p. (In Russian)
8. *TU* [Specifications] 2224-001-78534599-2006. *Poliamid 6 blochney*. Moskva, Mashinostroenie, 2006. (In Russian)
9. Anuriev B.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitelya* [Handbook of the Machine Builder]. Moscow, Mashinostroenie, 2001. Vol. 2. 912 p. (In Russian)
10. *Spravochnik. Stal SHKH15* [Steel SHX15] at: <https://xlom.ru/spravochnik/stal-shh15> (In Russian)
11. *Stal marki SHX15* [Steel SHX15] at: https://metatorg.ru/marki-stali-i-splavy/stal_konstrukcionnaya (In Russian)
12. Pisarenko G.S., Yakovlev A.P., Matveev V.V. *Spravochnik po sopronivleniyu materialov* [Material Resistance Handbook]. Kiev, Naukova dumka. 1975. 705 p. (In Russian)