

Годовые доходы для i -го варианта зоны УМР можно определить

$$i = N \cdot C_i \quad (8)$$

где N – годовое количество обслуживаний для i -го варианта зоны УМР;

C – средняя цена обслуживания одного автомобиля в зоне УМР.

В работе [3] предлагается расходы в день на содержание подразделения автосервиса определять следующим образом

$$P = T \cdot \psi \cdot P_n \cdot C_{pR} + T \cdot (1 - \psi) \cdot n \cdot P_n \cdot C + \\ + \Delta K \cdot T \cdot \psi \cdot n \cdot P_n \cdot (C_{pR} + \Delta C_{pR}) + \Delta T \cdot (1 - \psi) \cdot n \cdot P_n \cdot C + \\ + \sum_{i=1}^K K_i \cdot C_i \cdot [1 + \psi \cdot (T - \Delta T) \cdot C] + C + DH \cdot C_S, \quad (9)$$

где C_p – тарифная ставка рабочего R -го разряда в основное время, руб/час;

Δ_p – тарифная ставка рабочего R -го разряда в сверхурочное время, руб/час;

ΔT – сверхурочное время работы, час;

DH – доля отчислений в виде налогов;

C – удельные амортизационные отчисления за основные фонды, руб/день;

C_S – суточная оплата за электроэнергию, тепло и воду;

C – оплата за электроэнергию при эксплуатации оборудования;

C_i – стоимость оборудования, отнесенная к одному дню при нормированном сроке службы, руб/день;

K_i – количество одноименного оборудования;

K – общее количество оборудования.

Годовые затраты (расходы) на содержание подразделения можно получить, умножив ежедневные затраты на число дней работы подразделения в году.

Прибыль от зоны УМР с один и двумя одинаковыми постами можно определить

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= P_1 - P_1, \\ \Delta_2 &= P_2 - P_2 = P_2 - 2P_1. \end{aligned} \quad (10)$$

Увеличение прибыли при переходе от одного к двум постам УМР с учетом формулы (10) составит

$$\Delta = P_2 - P_1 = C \cdot (N_2 - N_1) - \Delta_1 \quad (11)$$

Заключение. Проведенный анализ позволяет рекомендовать

при интенсивности поступления автомобилей на мойку, для которой расчетное количество постов УМР равно 1,30, использовать зону УМР с двумя постами.

Для получения более достоверной информации о средней длине очереди и среднем времени нахождения автомобилей в очереди, количестве обслуживаний за год, а также при задании ограничения на длину очереди при имитационном моделировании необходим сбор статистических данных для определения законов распределения входящего потока требований и потока обслуживаний для конкретного подразделения автосервиса.

При реконструкции организаций автосервиса сбор информации о функционировании подразделений выполняется в реконструируемой организации. В случае проектирования новых организаций автосервиса информация о функционировании подразделений принимается по данным аналогичных подразделений действующих организаций автосервиса.

При принятии решения об увеличении количества постов УМР нужно оценить возможность увеличения прибыли. Для этого необходимо спрогнозировать, как изменится количество обслуживаний в год при увеличении количества постов.

Разработанные имитационные модели используются студентами специальности 1 – 37 01 07 Автосервис для оптимизации структуры зоны УМР СТОА при выполнении лабораторных работ по дисциплине «Основы научных исследований и инновационной деятельности» и дипломного проектирования.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Проектирование предприятий автомобильного транспорта : учебник / М. М. Болбас, Н. М. Капустин, А. С. Савич [и др.]; под ред. М. М. Болбаса – Минск : Адукацыя і выхаванне, 2004. – 528 с.
2. Марков, О. Д. Станции технического обслуживания автомобилей. – К. : Кондор, 2008. – 536 с.
3. Тахтамышев, Х. М. Оптимизация мощности автосервисных предприятий при различных формах организации труда / Х. М. Тахтамышев // Известия Волгоградского государственного технического университета: межвуз. сб. науч. ст. № 19 (146) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2014. – С. 70–73.
4. Монтик, С. В. Моделирование структуры производственных подразделений по техническому обслуживанию транспортных средств / С. В. Монтик, Ю. А. Головченко, Н. С. Монтик // Вестник БрГТУ. – 2017. – № 4 (106) : Машиностроение. – С. 66–69.
5. Кудрявцев, Е. М. GPSS World. Основы имитационного моделирования различных систем. – М. : ДМК Пресс, 2004. – 320 с.: ил.
6. Научные исследования и решение инженерных задач : учебн. пособие / С. С. Кучур, М. М. Болбас, В. К. Ярошевич. – Минск : Адукацыя і выхаванне, 2003.

26.10.2019

MONTIK S. V., SANYUKEVICH F.M., GOLOVACH A. P. Optimization of structure of car service with use of simulation modeling

Simulation modeling of processes of functioning of a zone of commercial washing of car service for the purpose of optimization of number of the washing equipment by criterion of the maximum profit is executed. When modeling in the GPSS World system the zone of washing was considered as open one- and multichannel queuing system with the simplest streams or streams distributed under the normal law. On the basis of a computing experiment recommendations about determination of optimum number of the washing equipment are made.

621.833

Введение. В машиностроении широко используются червячные передачи из-за их компактности, низкой металлоемкости, значительного диапазона передаточных чисел, высокой кинематической точности, бесшумности, компоновочных и монтажных многообразий [1].

Эти качества проявляются в полной мере лишь при соблюдении достаточной точности зацепления, определяемой не только высоким качеством деталей червячной передачи, но и величинами погрешностей их взаимного расположения, которые регламентированы более

Рогачевский Николай Иванович, к. т. н., доцент кафедры «Основы проектирования машин» Белорусско-Российского университета. Беларусь, БРУ, 212030, г. Могилев, пр. Мира, 43.

жестко чем, например, в цилиндрической и конической зубчатых передачах [2, 3]. Другим, основным, недостатком червячных передач является низкий КПД, обусловленный геометрией и кинематикой зацепления, из-за невозможности обеспечения гарантированного жидкостного трения в контакте витков червяка с зубьями колеса. Причинами этого недостатка являются скольжение рабочей поверхности червяка по зубьям колеса и неблагоприятное направление линий контакта относительно направления скорости скольжения [4].

Скольжение вызывает повышенный износ и дополнительное сопротивление. Трение заставляет повышать исходные усилия для компенсации энергетических потерь, и в связи с этим приходится упрочнять и утяжелять червячные передачи. Касательные усилия на рабочих поверхностях, обусловленные трением, оказывают непосредственное влияние на нагруженность и прочность поверхностных слоев витков червяка и зубьев червячного колеса [5].

Низкий КПД червячной передачи свидетельствует о превращении значительной части (до 40%) передаваемой энергии в теплоту. Вызванное этим повышение температуры ухудшает защитные свойства масляного слоя в контакте, увеличивает износ, опасность заедания и выхода передачи из строя. Для предотвращения этого применяют оребренные корпуса червячных редукторов и их обдув, дорогие цветные антифрикционные металлы для изготовления венцов колес, дорогие противозадирные масла, что, наряду с потерями энергии, также неэффективно. Поэтому их применение ограничивается областью низких и средних мощностей (до 60 кВт) при периодической и кратковременной работе [5].

Червячные передачи качения. С целью устранения указанного основного недостатка традиционных (стандартных) червячных передач нами разрабатываются и исследуются червячные передачи качения. К ним относятся пружинно-пальцевые и винтовые пальцевые передачи. Эти передачи по принципу работы схожи с червячными, но имеют существенное отличие – отсутствие обычных червяка и червячного колеса. Вместо червяка используется закреплённая на ведущем валу цилиндрическая (бочкообразная) пружина или винт с прямоугольной или трапецеидальной резьбой, а вместо червячного колеса применяется диск либо с установленными в нем в подшипниках пальцами, либо с жестко закреплёнными в нем пальцами, на которых установлены подшипники [6, 7].

В работающей передаче ведущее звено червячной передачи качения в виде пружины или жесткого винта взаимодействует с вращающимися пальцами, установленными на подшипниках в ведомом диске (червячном колесе), или непосредственно с подшипниками качения (скольжения), насаженными на неподвижные относительно диска пальцы. Подшипники или пальцы расположены в червячном колесе с шагом или через шаг на делительной окружности [8, 9].

Такие передачи просты в изготовлении, не требуют высокой точности изготовления деталей и их монтажа в редукторе, так как упругая податливость пружины компенсирует значительные погрешности, не требуют дорогостоящих антифрикционных материалов и масел. Они отличаются конструктивной простотой, низкой материалоемкостью, высокой ремонтопригодностью, возможностью работы в качестве открытых передач [8].

Нами разработаны теория зацеплений в этих передачах [10, 11], проведен их силовой анализ [12, 13], определены потери в зацеплениях на качение пальцев (подшипников) по поверхностям пружины (винта) [14] и их геометрическое трение [15], а также - на преодоление сопротивлений инерции элементов зацепления [16]. Теоретически и экспериментально определены КПД и кинематическая точность редукторов на основе червячных передач качения [9, 14, 17–20]. Указанные исследования показали, что передачи качения не только по уровню КПД, но и по кинематической точности успешно конкурируют с традиционными червячными передачами, поэтому внедряются в приводы рабочих машин [21–23].

Замена трения скольжения в зацеплениях на трение качения позволила значительно снизить энергетические потери, что является весьма актуальным. Особенно это важно для червячных редукторов общего назначения, многие из которых эксплуатируются в непрерывном режиме и могут перегреваться, в результате чего ухудшаются за-

щитные свойства слоя масла в контакте, увеличиваются износ антифрикционной пары и возрастает опасность заедания. Анализ использования червячных редукторов в различных машинах показал, что в непрерывном режиме эксплуатируется до 20% таких редукторов.

Постановка задачи. В подшипниках червячных передач качения, закреплённых на пальцах колеса, наружные кольца нагружены циркулирующими, а внутренние – колебательными радиальными силами и моментами геометрического трения наружных колец по винтовым поверхностям винта (пружины). Нагружение колец подшипников, закреплённых неподвижно в дисках колеса, в которых установлены пальцы с возможностью свободного вращения: колебательное наружных и циркуляционное внутренних колец радиальными силами, изгибающими пальцы моментами, а также моментами геометрического трения цилиндрических пальцев по поверхностям винта (пружины) [24].

При этом проектирование и силовой анализ таких передач показали, что изгибающий палец момент имеет значительную величину, так как плечо приложения изгибающей силы соизмеримо с диаметром рабочей поверхности пальца. Момент способствует уменьшению радиального зазора в подшипнике и осевой игры из-за относительного перекаса колец на $8...16'$, что приводит к распределению нагрузки между всеми телами качения, а не их половиной, как при действии только радиальной силы. При этом тела качения нагружены неравномерно. Величина воспринимаемой конкретным шариком силы пропорциональна удалению его от мгновенной оси относительного перекаса колец [24, 25].

Для научно обоснованного подхода к проектированию передач качения необходимы исследования несущей способности подшипников качения. Этим исследованиям посвящена настоящая работа, в которой решены следующие задачи: разработана и реализована математическая модель подшипника с учетом контактных взаимодействий его элементов; оценено влияние на несущую способность подшипника величин радиального зазора и эксцентриситета приложения нагрузки.

Объект исследования. В качестве объекта исследования принят радиальный шариковый подшипник 204 с восемью телами качения (такие подшипники нами использованы в энергоберегающей передаче качения ветроэнергетической установки). Статическая грузоподъемность подшипника составляет 6500 Н [25].

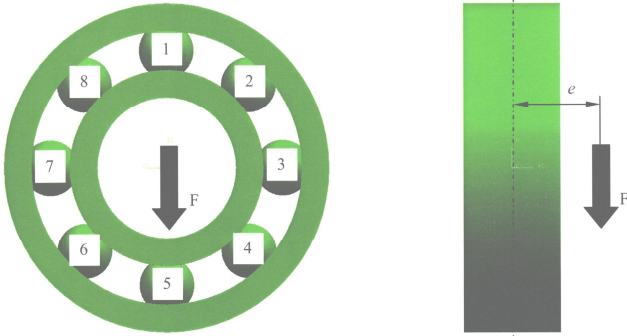
Исследование несущей способности подшипника. Математическая модель подшипника реализована методом конечных элементов с учетом упругопластического характера деформирования. В модели учтены контактные взаимодействия между телами качения и кольцами, ее разрешающая способность в местах контактов составляет 80 мкм. В модели приняты допущения: элементы подшипника идеальные без учета погрешностей формы; подшипник опирается на детали передачи жестко, то есть не учитываются их деформативные свойства; материал элементов подшипника рассматривается как однородный и изотропный, ввиду конструктивной симметрии подшипника в расчете рассматривается лишь его половина.

Материал подшипника – сталь 15Г1 с пределом текучести $\sigma_s = 1700$ МПа, модулем упругости первого рода $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и коэффициентом Пуассона $\mu = 0,3$. Модуль сдвига при этом определяется по формуле

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)} = \frac{2 \cdot 10^5}{2 \cdot (1 + 0,3)} = 7,69 \cdot 10^4 \text{ МПа.}$$

Нагрузка на подшипник величиной $F = 2500$ Н (нормальная сила в зацеплении пальца с витком винта) приложена консольно к внутреннему кольцу, величина е эксцентриситета ее приложения варьировалась от 0 до 21 мм. Расчетная схема представлена на рис. 1.

Несущую способность подшипника оценивали по критерию допускаемых контактных напряжений по ГОСТ 18854-2013 «Подшипники качения. Статическая грузоподъемность». Для данного типа подшипника, а именно, радиального шарикового несамостоятельно устанавливающегося, допускаемые контактные напряжения $[\sigma] = 4200$ МПа. В стандарте также отмечено, что его применение нецелесообразно в условиях выхода площадки контакта на бортики колец.



1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 – номера тел качения; F – нагрузка на подшипник;
– эксцентриситет приложения нагрузки

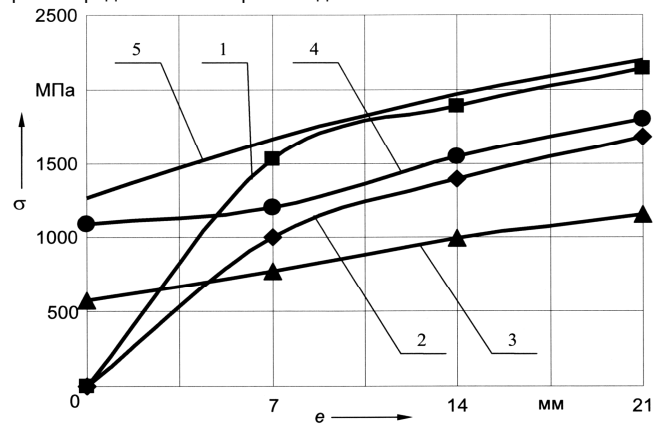
Рисунок 1 – Схема нагружения подшипника

Результаты расчетов максимальных контактных напряжений для идеального подшипника (с нулевым радиальным зазором), для подшипников с радиальным зазором 15 мкм и с зазором 25 мкм представлены соответственно в таблицах 1, 2 и 3.

Проанализируем зависимость контактных напряжений от эксцентриситета приложения силы и радиального зазора в подшипнике.

На рис. 2 и рис. 3 представлены графики зависимости контакт-

ных напряжений шариков с дорожками качения колец от эксцентриситета e приложения силы F . На рис. 4, рис. 5 и рис. 6 приведены графические зависимости контактных напряжений самых нагруженных шариков № 1, № 5 с дорожками качения внутреннего и наружного (для шарика № 5) колец от эксцентриситета приложения силы для разных радиальных зазоров в подшипнике.



1, 2, 3, 4, 5 – номера тел качения

Рисунок 2 – Зависимость контактных напряжений в паре «тело качения – наружное кольцо» от эксцентриситета для подшипника с радиальным зазором 15 мкм

Таблица 1 – Контактные напряжения для идеального подшипника

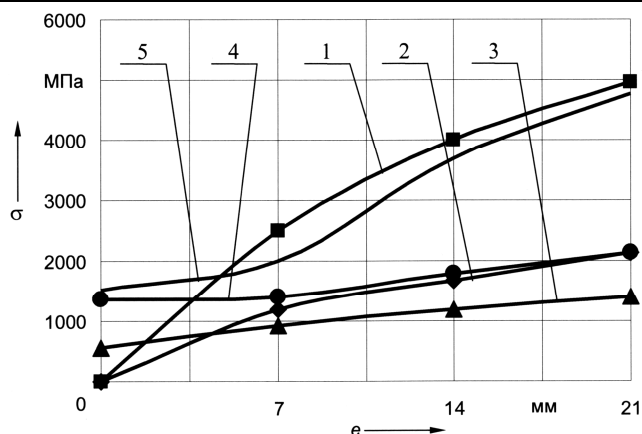
, мм	№ тела качения							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Контактные напряжения в паре «тело качения – наружное кольцо», МПа								
0	0	0	0	821	1007	821	0	0
7	1477	1084	726	1267	1643	1267	726	1084
14	1861	1437	925	1552	1967	1552	925	1437
21	2118	1681	1074	1768	2187	1768	1074	1681
Контактные напряжения в паре «тело качения – внутреннее кольцо», МПа								
0	0	0	0	939	1200	939	0	0
7	1711	1304	844	1482	1896	1482	844	1304
14	2366	1666	1094	1790	2334	1790	1094	1666
21	3303	1954	1297	2051	3235	2051	1297	1954

Таблица 2 – Контактные напряжения для подшипника с радиальным зазором 15 мкм

, мм	№ тела качения							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Контактные напряжения в паре «тело качения – наружное кольцо», МПа								
0	0	0	572	1093	1263	1093	572	0
7	1529	1004	775	1204	1664	1204	775	1004
14	1887	1393	998	1548	1967	1548	998	1393
21	2138	1677	1157	1796	2194	1796	1157	1677
Контактные напряжения в паре «тело качения – внутреннее кольцо», МПа								
0	0	0	553	1360	1522	1360	553	0
7	2503	1200	919	1412	2006	1412	919	1200
14	3995	1666	1184	1797	3684	1797	1184	1666
21	4970	2144	1399	2139	4765	2139	1399	2144

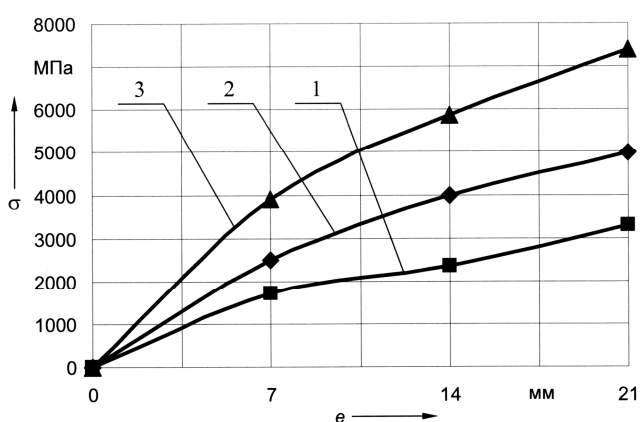
Таблица 3 – Контактные напряжения для подшипника с радиальным зазором 25 мкм

, мм	№ тела качения							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Контактные напряжения в паре «тело качения – наружное кольцо», МПа								
0	0	0	586	1055	1326	1055	586	0
7	1546	949	804	1100	1694	1100	804	949
14	1908	1357	1027	1463	1998	1463	1027	1357
21	2169	1645	1189	1726	2224	1726	1189	1645
Контактные напряжения в паре «тело качения – внутреннее кольцо», МПа								
0	0	0	528	1240	1572	1240	528	0
7	3901	1094	911	1312	3018	1312	911	1094
14	5864	1614	1167	1719	5439	1719	1167	1614
21	7382	2912	1376	2603	7076	2603	1376	2912



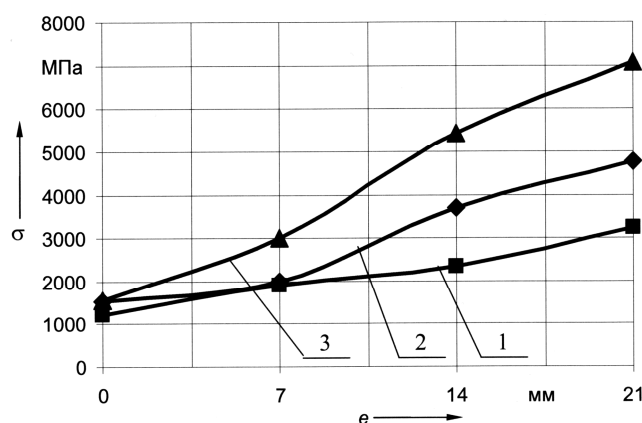
1, 2, 3, 4, 5 – номера тел качения

Рисунок 3 – Зависимость контактных напряжений в паре «тело качения – внутреннее кольцо» от эксцентриситета для подшипника с радиальным зазором 15 мкм



1 – идеальный подшипник; 2 – зазор 15 мкм; 3 – зазор 25 мкм

Рисунок 4 – Зависимость контактных напряжений в паре «тело качения №1 – внутреннее кольцо» от эксцентриситета

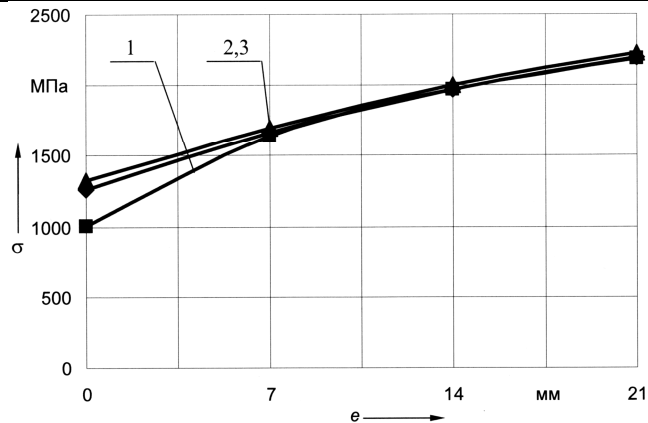


1 – идеальный подшипник; 2 – зазор 15 мкм; 3 – зазор 25 мкм

Рисунок 5 – Зависимость контактных напряжений в паре «тело качения №5 – внутреннее кольцо» от эксцентриситета

Заключение. Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

- 1) максимальные контактные напряжения между телами качения и кольцами в идеальном подшипнике (без радиального зазора) не превышают допустимых, однако при эксцентриситете приложения силы ≥ 14 мм происходит выход площадок контакта тел качения № 1 и № 5 на бортики;
- 2) подшипник с радиальным зазором 15 мкм не удовлетворяет условию прочности по контактным напряжениям при эксцентриситете



1 – идеальный подшипник; 2 – зазор 15 мкм; 3 – зазор 25 мкм

Рисунок 6 – Зависимость контактных напряжений в паре «тело качения №5 – наружное кольцо» от эксцентриситета

приложения силы $e = 21$ мм, т. к. напряжения в зонах контакта тел качения № 1 и № 5 с внутренними обоймами составляют соответственно 4970 и 4765 МПа при допустимых 4200 МПа; при эксцентриситете приложения силы ≥ 7 мм происходит выход площадок контакта тел качения № 1 и № 5 на бортики, а при эксцентриситете $e = 21$ мм – также тел качения № 2 и № 4;

3) подшипник с радиальным зазором 25 мкм не удовлетворяет условию прочности по контактным напряжениям при эксцентриситете приложения силы ≥ 14 мм, т. к. напряжения в зонах контакта тел качения № 1 и № 5 с внутренним кольцом превышают допустимые; при эксцентриситете приложения силы ≥ 7 мм происходит выход площадок контакта тел качения № 1 и № 5 на бортики, а при эксцентриситете $e = 21$ мм – также тел качения № 2 и № 4;

4) в контактных парах «тело качения – наружное кольцо» с увеличением эксцентриситета приложения силы происходит пропорциональное возрастание контактных напряжений;

5) радиальный зазор оказывает незначительное влияние на уровень контактных напряжений в парах «тело качения – наружное кольцо»;

6) в контактных парах «тело качения – внутреннее кольцо» увеличение эксцентриситета приложения силы вызывает существенное возрастание контактных напряжений в телах качения № 1 и № 5, расположенных в плоскости действия изгибающего момента; контактные напряжения в остальных телах возрастают пропорционально увеличению эксцентриситета;

7) радиальный зазор оказывает существенное влияние на уровень контактных напряжений в телах качения № 1 и № 5, расположенных в плоскости действия изгибающего момента;

8) максимальные нагрузки на подшипники:

- для подшипника с радиальным зазором 15 мкм при $e = 21$ мм $F_{max} \leq 0,85 \cdot F$;
- для подшипника с радиальным зазором 25 мкм при $e = 14$ мм $F_{max} \leq 0,8 \cdot F$;
- для подшипника с радиальным зазором 25 мкм при $e = 21$ мм $F_{max} \leq 0,65 \cdot F$.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования : учеб. / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик; под ред. А. Т. Скойбеда. – Минск : Выш. шк., 2006. – 560 с.: ил.
2. Линдроп, Н. Г. Влияние погрешностей изготовления и монтажа на точность червячных передач // Зубчатые и червячные передачи. Некоторые вопросы геометрии, кинематики, расчета и производства; под общ. ред. Н. И. Колчина. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1968. – С. 118–132.
3. Шишков, В. А. Влияние погрешностей сборки червячной пары на плавность зацепления // Станки и инструмент. – 1959. – № 10. – С. 14–17.

4. Решетов, Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.: ил.
5. Левитан, Ю. В. Червячные редукторы : справочник / Ю. В. Левитан, В. П. Обморнов, В. И. Васильев. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1985. – 168 с.: ил.
6. Червячная передача : пат. 7230 Респ. Беларусь, МПК7F 16Н 1/16 / М. Ф. Пашкевич, С. Н. Рогачевский; заявитель Белорусско-Российский университет. – № а20010662; заявл. 27.07.01; опубл. 30.03.03 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2003. – № 1. – С. 83.
7. Червячная передача: пат. 7334 Респ. Беларусь, МПК7F 16Н 1/16 / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский; заявитель Белорусско-Российский университет. – № а20020388; заявл. 06.05.02; опубл. 30.12.03// Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2003. – № 4. – С. 78.
8. Пашкевич, М. Ф. Червячные передачи качения / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский. – Могилев : ГУ ВПО Белорусско-Российский университет, 2005. – 137 с.: ил.
9. Пашкевич, М. Ф. Червячные передачи качения и их КПД / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский // Весці АН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2007. – № 3. – С. 45–50.
10. Пашкевич, М. Ф. Геометрический анализ зацеплений в пружинно-винтовых передачах / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский // Прогрессивные технологии, машины и механизмы в машиностроении : сборник докладов Международной НТК «Балттехмаш-2002». – Калининград, 2002. – С. 173–175.
11. Пашкевич, М. Ф. Анализ взаимного расположения рабочих элементов червячной передачи качения со сдвоенным колесом / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2008. – № 2. – С. 13–20.
12. Пашкевич, М. Ф. Анализ взаимодействия рабочих элементов в пружинно-пальцевых передачах / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский // Наука – образованию, производству, экономике : материалы Международн. науч.-техн. конф. – Т. 1 / Под общей редакцией Б. М. Хрусталева, В. Л. Соломаха – Минск : УП «Технопринт», 2003. – С. 31–36.
13. Пашкевич, М. Ф. Основы силового анализа пружинно-пальцевой передачи / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский // Машиностроение : сб. научн. трудов. – Вып. 19 / Под ред. И. П. Филонова. – Минск : УП «Технопринт», 2003. – С. 520–525.
14. Пашкевич, М. Ф. Повышение технического уровня червячных передач качения / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2007. – № 2. – С. 40–48.
15. Рогачевский, Н. И. Потери мощности на геометрическое трение в червячных передачах качения / Н. И. Рогачевский, М. Ф. Пашкевич, С. Н. Рогачевский // Известия вузов. Машиностроение. – 2005. – № 2. – С. 14–22.
16. Рогачевский, С. Н. Потери энергии на преодоление сопротивлений инерции в червячных передачах качения / С. Н. Рогачевский, Н. И. Рогачевский, М. Ф. Пашкевич // Детали машин и трибология : междувузовский сб. научн. трудов. – Калининград, 2005. – С. 209–218.
17. Пашкевич, М. Ф. КПД пружинно-пальцевых и винтовых пальцевых передач / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, В. М. Пашкевич, С. Н. Рогачевский // Вестник Могилёвского государственного технического университета. – 2004. – №1. – С. 154–159.
18. Пашкевич, М. Ф. КПД и кинематическая точность червячного редуктора качения со сдвоенным колесом / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский // Вестник Могилёвского государственного технического университета. – 2005. – № 2. – С. 132–136.
19. Пашкевич, М. Ф. Повышение кинематической точности винтовой пальцевой передачи / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский // Вестник Могилёвского государственного технического университета. – 2003. – № 2. – С. 124–128.
20. Пашкевич, М. Ф. Исследование кинематической точности червячных передач качения / М. Ф. Пашкевич, Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский // Современные методы проектирования машин : Республиканский межведомственный сборник научных трудов. – Вып. 2 / Под ред. П. А. Витязя. – Минск : УП «Технопринт», 2004. – С. 165–170.
21. Рогачевский, С. Н. Энергосберегающий привод шлагбаума / С. Н. Рогачевский, Н. И. Рогачевский, А. В. Лупачев // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев, 2006. – Ч.1. – С. 95–96.
22. Рогачевский, Н. И. Исследование энергосберегающего привода стрелы шлагбаума с улучшенными характеристиками / Н. И. Рогачевский // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2017. – № 3. – С. 88–98.
23. Рогачевский, Н. И. Энергосберегающая лебедка / Н. И. Рогачевский, В. А. Игнатов, С. Н. Рогачевский // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев, 2015. – С. 83–84.
24. Рогачевский, Н. И. Исследование напряженного состояния подшипников червячных передач качения / Н. И. Рогачевский, М. Э. Подымако, С. Н. Рогачевский // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев, 2010. – С. 135–136.
25. Перель, Л. Я. Подшипники качения : расчет, проектирование и обслуживание опор : справочник / Л. Я. Перель. – М. : Машиностроение, 1983. – 543 с.: ил.

21.10.2019

ROGACHEVSKY N. I. Study of the bearing ability of worm-transmission bearings

The analysis of studies of energy-saving worm gears is presented. The operating conditions of bearings directly in gears and with the mediation of rolling elements (fingers) are considered. A computer model of the bearing was developed and implemented taking into account the contact interactions of its elements. The influence of the radial clearance values and the eccentricity of the load application on the bearing capacity of the bearing is estimated. The values of maximum loads on bearings with different values of the radial clearance and the eccentricity of the force application are established.