

УДК 62.233.3.9

DOI: 10.24160/1993-6982-2020-1-32-38

Опыт прочностных расчетов элементов высокодинамичных рулевых электроприводов

В.В. Иштутинов, А.Н. Русских

Представлены требования, предъявляемые к высокодинамичным рулевым электроприводам. Показана важность прочностных расчетов еще на этапе научно-исследовательских работ. Описан объект исследования с точки зрения прочностных расчетов. В качестве объекта выступает механизм электропривода, включающий в себя редуктор с зубчатыми колесами и шарико-винтовую передачу. Показаны преимущества применения шарико-винтовых передач в данного вида электроприводах. Приведен ряд ее геометрических параметров. Проведены аналитический расчет шарико-винтовой передачи на контактные напряжения, прочностный (расчет напряжений на штифтах и зубах зубчатых колес) и усталостный расчеты прочности в соответствии с режимом и продолжительностью работы электропривода, расчет на циклическую усталость. Разработана документация и изготовлен опытный образец электропривода. Выполнены практические исследования и испытания, которые подтвердили правильность проведенных расчетов электромеханизма электропривода во всех режимах работы.

Ключевые слова: высокодинамичные рулевые электроприводы, прочностные расчеты, шарико-винтовая передача, контактные напряжения, циклическая усталость.

Для цитирования: Иштутинов В.В., Русских А.Н. Опыт прочностных расчетов элементов высокодинамичных рулевых электроприводов // Вестник МЭИ. 2020. № 1. С. 32—38. DOI: 10.24160/1993-6982-2020-1-32-38.

Experience Gained from Strength Numerical Analyzes of High-Dynamic Steering Electric Drive Elements

V.V. Ishutinov, A.N. Russkikh

The requirements posed to high-dynamic steering electric drives are presented. The importance of carrying out strength analysis already at the scientific research stage is shown. The study object is described from the viewpoint of strength analysis. An electric drive mechanism including a reduction gear and a ballscrew is considered as the study object.

The advantages of using ballscrews in electric drives of this type of are shown. A number of ballscrew geometric parameters are presented. Analytical calculation of the ballscrew for contact stresses, its strength calculation (for determining the stresses in gear pins and teeth) and fatigue strength calculation in accordance with the electric drive operating mode parameters and duration, and calculation for its cyclic fatigue are carried out. Electric drive design documentation has been elaborated, and the drive prototype sample has been made. Practical studies and tests were carried out, the results of which have confirmed the correctness of the accomplished calculations of the electric drive electrical mechanism in all drive operation modes.

Key words: high-dynamic steering electric drives, strength analyses, ballscrew, contact stresses, cyclic fatigue.

For citation: Ishutinov V.V., Russkikh A.N. Experience Gained from Strength Numerical Analyzes of High-Dynamic Steering Electric Drive Elements. Bulletin of MPEI. 2020;1:32—38. (in Russian). DOI: 10.24160/1993-6982-2020-1-32-38.

Введение

В настоящее время одним из важнейших вопросов, способствующих развитию военной и гражданской техники, является повышение или сохранение специализированных характеристик узлов узкой направленности при уменьшении массогабаритных показателей элементов, входящих в состав изделий указанной техники.

Тенденция к постоянному повышению показателей наблюдается и в мехатронике, в частности, в электроприводах специального назначения, обладающих рядом противоречивых показателей: высокими нагрузкой и скоростью перемещения выходного звена и относительно большой продолжительностью работы, но при этом малыми габаритами и массой.

На сегодняшний день на АО «ЛЕПСЕ» проводится большое количество новых работ по разработке подобных электроприводов различных габаритов и номиналов нагрузок и скоростей перемещения. Основные требуемые технические характеристики электроприводов, в соответствии с требованиями технического задания, следующие:

ход штока относительно нейтрального положения, мм.....± (10...50)
максимальное осевое усилие на штоке, Н.....1000...8000
скорость перемещения штока на холостом ходу, мм/с.....не менее 50...200
инерционная масса нагрузки, приведенная к штоку, кг.....10...100
максимальная масса электропривода, кг.....не более 2,5

Отсутствие отечественных аналогов с подобными показателями говорит о практической важности и актуальности разработки указанных электроприводов.

Важнейший этап проектирования электроприводов — прочностные расчеты. Благодаря их проведению можно говорить о практической возможности создания электроприводов с требуемыми показателями. Повышение массогабаритных показателей электроприводов ведет к снижению прочности элементов силовой цепи, что дает потерю работоспособности электроприводов в результате непредвиденного краткосрочного заклинивания или накопления предельного количества усталостных деформаций во время эксплуатации. В связи с этим объектом для прочностного анализа выбран электромеханический привод с входящим в его состав электромеханизмом, предназначенным для регулирования через кинематические механизмы углового положения органов управления. Концепция построения электропривода отражает последние тенденции развития мехатроники, электромеханики, механики и электроники, выполнена, исходя из многолетнего накопленного опыта разработки предыдущих изделий на АО «ЛЕПСЕ».

Электромеханизм привода представляет собой одноканальную следящую систему, обеспечивающую преобразование входных электрических сигналов управления от блока управления в возвратно-поступательное движение выходного звена, кинематически

соединенного с осью поворота (валом) руля изделия. Усилие на выходное звено создается посредством редуктора, передающего момент от электродвигателя. В качестве звена, преобразующего вращательные движения электродвигателя, как правило, в таких приводах используется шарико-винтовая передача (ШВП), обладающая рядом существенных преимуществ [1, 2]:

- низкими потерями на трение, КПД передач достигает 0,9...0,95 по сравнению с 0,3...0,6 для передач скольжения и 0,7...0,8 для ролико-винтовых передач, что, в свою очередь, положительно сказывается на характеристиках всего электропривода в целом;
- почти полной независимостью силы трения от скорости и весьма малым трением покоя, что положительно в отношении обеспечения устойчивости (равномерности) движения и благоприятно сказывается на динамических показателях всего электропривода;
- возможностью полного устранения зазоров и создания натяга, обеспечивающего высокую осевую жесткость.

Общий вид ШВП представлен на рис. 1.

Таким образом, предметом расчета становятся уязвимые части электромеханизма: ШВП и зубцы колес редуктора, изображенные на рис. 2.

Аналитический расчет ШВП на контактные напряжения проводят совместно по методикам [1, 3], что повышает его точность. Вычисление допускаемой нагрузки на один шарик ШВП проходит по методике, описанной в [3], по формулам Герца–Беляева.



Рис. 1. Общий вид шарико-винтовой передачи

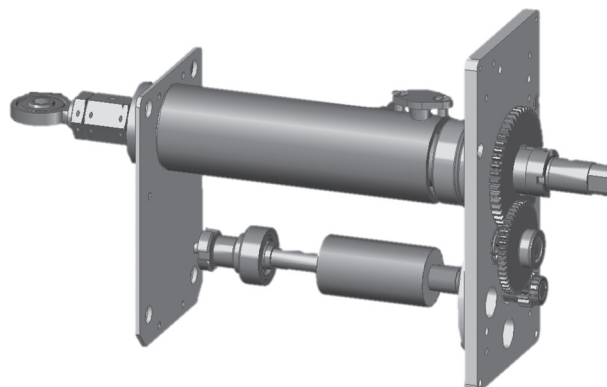


Рис. 2. Электромеханизм электропривода

Основные геометрические параметры расчета

Диаметр окружности, на которой находятся центры шариков, мм.....	10
Диаметр шарика, мм.....	3
Длина перемещения винта, мм.....	85
Долговечность, количество нагружений.....	718804
Шаг резьбы, мм.....	4
Число рабочих шариков, шт.....	26
Осевой зазор, мм.....	0,03
Радиус желоба, мм.....	3,15
Контактный угол давления, °.....	45

Расчет показал, что нагрузка на один шарик при осевой нагрузке 6 000 Н составляет 22,5 кг. Затем вычисления ведут по методике, описанной в [1], для определения контактных напряжений между шариком и резьбой винта при помощи радиусов кривизны шарика и резьбы.

Исходя из назначения силовой цепи — совершать поступательные движения выходным звеном под нагрузкой до 6 000 Н, а также параметров редуктора и ШВП, определяют нагрузочные моменты, необходимые для выполнения требуемых от электромеханизма функций, на всех элементах силовой цепи.

Покажем ход решения задачи по определению усилий, передаваемых парами зубчатых колес [4, 5]:

Передаточное число редуктора:

$$i = Z_2/Z_1;$$

$$i = \frac{50}{16} \cdot \frac{50}{12} = 13,02,$$

где Z_1, Z_2 — количество зубцов на ведущем и ведомом колесах; 16 и 12 — число зубьев на ведущих колесах редуктора, а на ведомых колесах редуктора по 50 зубьев.

Момент на гайке ШВП, Н·м:

$$M_{\text{ШВП}} = \frac{P_{\text{ш}} r_{\text{цш}} \operatorname{tg} \alpha}{\eta_{\text{ШВП}}};$$

$$M_{\text{ШВП}} = \frac{6000 \cdot 0,005 \cdot 0,127}{0,9} = 4,24,$$

где $P_{\text{ш}}$ — усилие на выходном звене, $P_{\text{ш}} = 6000$ Н; $r_{\text{цш}}$ — радиус по центрам шаров, $r_{\text{цш}} = 5$ мм; $\operatorname{tg} \alpha$ — тангенс угла подъема винтовой линии, $\operatorname{tg} \alpha = 0,127$; $\eta_{\text{ШВП}}$ — КПД шарико-винтовой передачи, $\eta_{\text{ШВП}} = 0,9$.

Момент двигателя на валу, Н·м:

$$M_{\text{ДВ}} = \frac{M_{\text{ШВП}}}{i \eta_{\text{зп1}} \eta_{\text{зп2}}};$$

$$M_{\text{ДВ}} = \frac{4,24}{13,02 \cdot 0,96 \cdot 0,96} = 0,35.$$

где $\eta_{\text{зп1}}, \eta_{\text{зп2}}$ — КПД зубчатой передачи первой и второй пары колес, $\eta_{\text{зп1}} = 0,96$, $\eta_{\text{зп2}} = 0,96$.

Сила, действующая на зубцы зубчатого колеса, находящегося на валу двигателя, а также зубчатого колеса, состоящего в паре, Н:

$$F_1 = \frac{M_{\text{ДВ}}}{r_1};$$

$$F_1 = \frac{0,35}{0,0526} = 67,2,$$

где r_1 — радиус зубчатого колеса на валу двигателя.

Момент на промежуточном валу, Н·м:

$$M_2 = \frac{M_{\text{ДВ}} i_1}{\eta_{\text{зп1}}};$$

$$M_2 = \frac{0,35 \cdot 50}{0,96 \cdot 16} = 1,14,$$

где i_1 — передаточное число пары зубчатых колес с количеством зубьев 50 и 16, соответственно большому и малому зубчатым колесам.

Сила, действующая на зубцы малого зубчатого колеса, передающего момент M_2 , Н:

$$F_1 = \frac{M_2}{r_2};$$

$$F_2 = \frac{1,14}{0,00535} = 213.$$

Таким образом, найдены две силы — F_1 и F_2 , передающиеся в парах зубчатых колес и создающие напряженно-деформируемое состояние зубьев. Линия контакта двух зубьев при передаче силы достигает верхней грани зубца, вершина которого имеет малую площадь. Величина приложенной силы и количество циклов нагружения ведут к необратимому скольжению зерен материала относительно друг друга, а дальнейшее нагружение приводит к зарождению макротрещины и поломке зубца, что объясняет необходимость проведения усталостного расчета [6 — 10].

Все прочностные расчеты деталей электромеханизма выполнены, исходя из наихудшего варианта приложения нагрузки, исключая излом зубцов при непредвиденном заклинивании силовой цепи.

Прочностной расчет (расчет напряжений на штифтах и зубцах зубчатых колес) и усталостный расчет (расчет прочности в соответствии с режимом и продолжительностью работы) сделаны в интегрированной среде трехмерного моделирования ANSYS Workbench. Результаты приведены на рис. 3 — 6.

Коэффициент запаса прочности зубцов зубчатых колес вычислен по формуле:

$$k_{xy} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{xy}^{\max}},$$

где σ_T — предел текучести материала, из которого изготовлены зубчатые колеса, $\sigma_T = 940$ МПа (материал — сталь 30ХГСА) [11]; σ_{xy}^{\max} — максимальная величина напряжения, создаваемая приложением усилия k_x (x — нагрузка, прикладываемая на зубец, y — большое или малое зубчатое колесо).

Анализируя данные рис. 3 — 6 на предмет распределе-

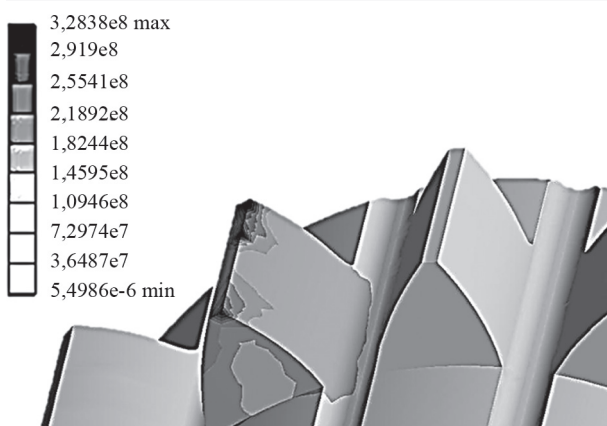


Рис. 3. Картина напряжений зубца в результате воздействия нагрузки 67,2 Н:

$$\sigma_{\max}^{67,2\text{М}} = 342 \text{ МПа}; k_{67,2\text{М}} = 2,74$$

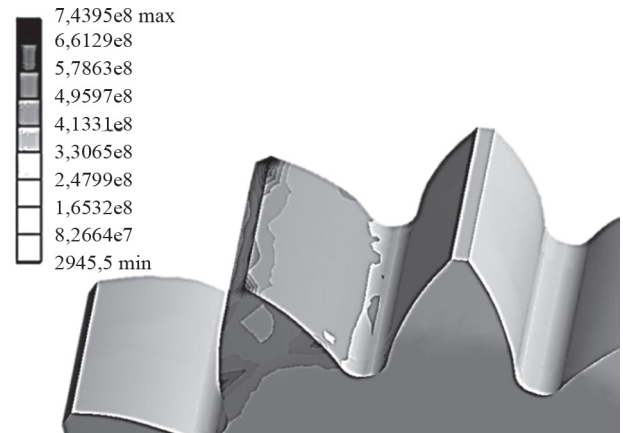


Рис. 5. Картина напряжений зубца в результате воздействия нагрузки 213 Н:

$$\sigma_{\max}^{213\text{М}} = 323 \text{ МПа}; k_{213\text{М}} = 2,9$$

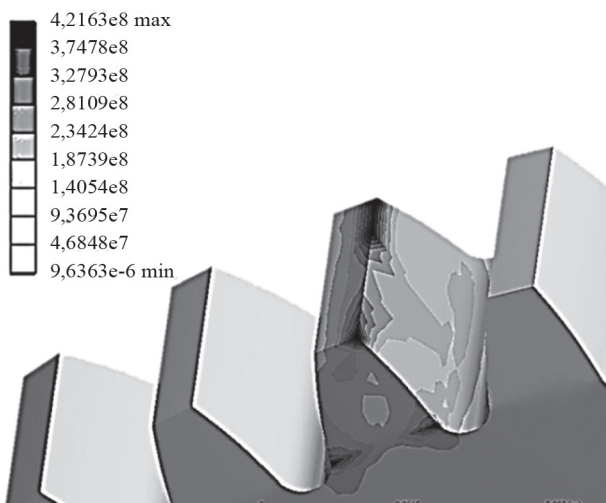


Рис. 4. Картина напряжений зубца в результате воздействия нагрузки 67,2 Н:

$$\sigma_{\max}^{67,2\text{б}} = 427 \text{ МПа}; k_{67,2\text{б}} = 2,20$$

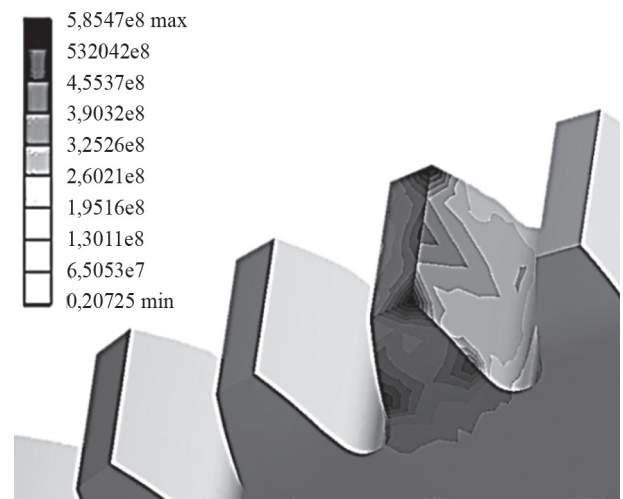


Рис. 6. Картина напряжений зубца в результате воздействия нагрузки 213 Н:

$$\sigma_{\max}^{213\text{б}} = 608 \text{ МПа}; k_{213\text{б}} = 1,54$$

ния напряжений, можно сделать вывод о том, что максимальные напряжения относятся к напряжением контакта и по величине являются безопасными для работоспособности зубчатых колес. Это утверждение справедливо при условии работы силовой цепи в трех режимах:

- 1 режим — 1 цикл нагружения с максимальным усилием на выходном звене 6000 Н;
- 2 режим — 598 циклов нагружений за 50 ч работы с усилием на выходном звене, меньшим максимального на $\lambda = 43\%$ (598 с при частоте колебаний 1 Гц — 1 полное колебание за секунду);
- 3 режим — 358 802 цикла нагружений за 50 ч работы с усилием на выходном звене, меньшим максимального на $\lambda = 43\%$ (179 400,57 с при частоте колебаний 2 Гц — 2 полных колебания за секунду).

Исходя из заданных режимов видно, что зубцы зубчатой передачи не требуют дополнительного расчета усталости при полном нагружении на зубец (67,2 и

213 Н). Расчет на циклическую усталость следует провести для зубцов с величиной нагрузки, уменьшенной до 43%.

Расчет на циклическую усталость сделан в модуле для выполнения статических задач во избежание накопления повреждений материала под действием переменных напряжений, приводящих к изменению свойств материала, образованию трещин, их развитию и разрушению [12 — 14].

Количество циклов нагружения выражается в числе пятого порядка (10^5 циклов), что относится к области многоциклового усталости. Это означает, что особый интерес представляет третий участок полной кривой усталости — кривая Велера, построенная, исходя из свойств материала зубцов [7, 12]. Она схематично дана на рис. 7.

Таким образом, в расчете на циклическую усталость следует определить количество циклов при при-

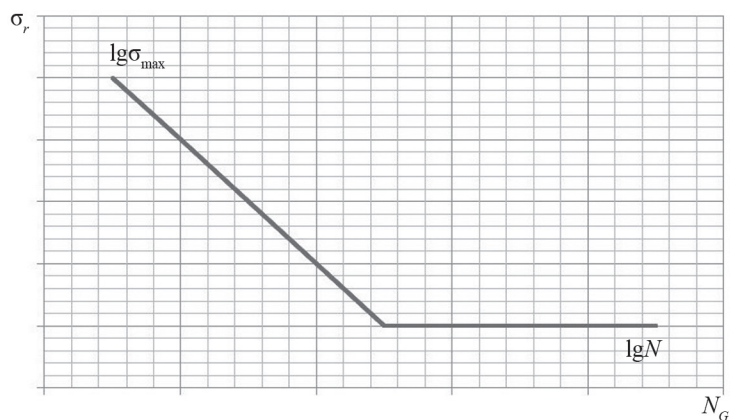
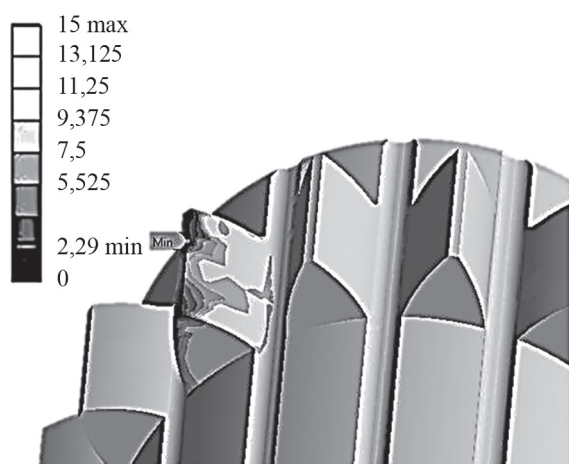
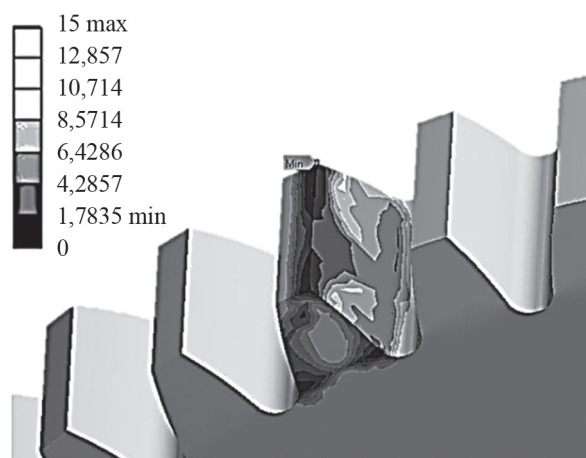
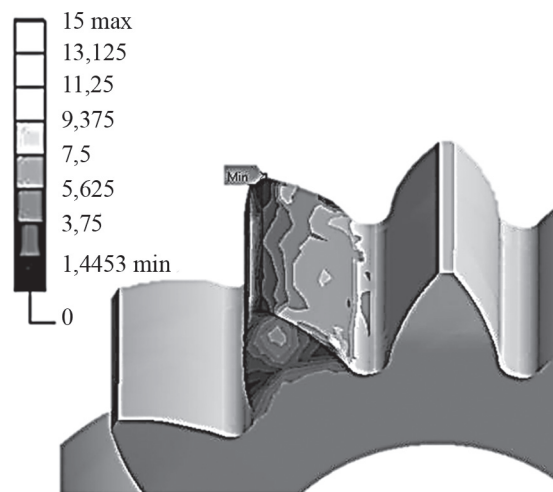
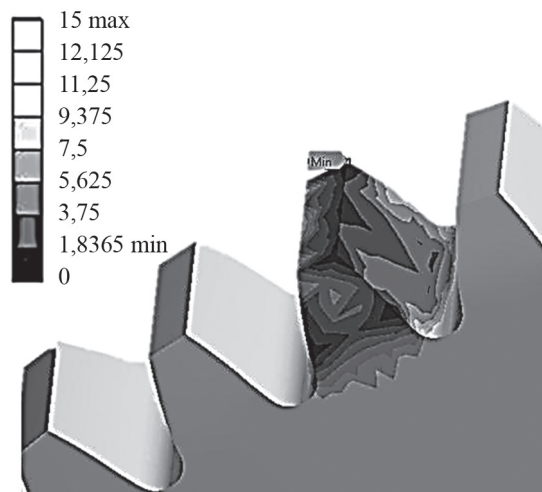


Рис. 7. Кривая Велера

Рис. 8. Коэффициент запаса зубца малого колеса ($k_{28,9M}^* = 2,3$)Рис. 9. Коэффициент запаса зубца малого колеса ($k_{28,96}^* = 1,8$)Рис. 10. Коэффициент запаса зубца малого колеса ($k_{29,6M}^* = 1,5$)Рис. 11. Коэффициент запаса зубца малого колеса ($k_{91,66}^* = 1,8$)

ближении напряжений к пределу выносливости σ_R и сравнить с базой испытаний N_6 . Это позволит определить, разрушится зубец когда-либо или нет. Поскольку по условиям задачи количество циклов нагружений известно $\sim 4 \cdot 10^5$, то за базу испытаний можно принять $N_6^{уз} = 4 \cdot 10^5$.

Вычислим коэффициент снижения предела выносливости:

$$K_f = \frac{K_v}{\left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right)};$$

$$K_f = 0,88,$$

где K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений; $K_{d\sigma}$, $K_{F\sigma}$, K_v — коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения, шероховатости поверхности и поверхностного упрочнения.

Пересчитаем усилия, циклично воздействующие на зубцы, Н:

$$F_1^* = F_1 \lambda;$$

$$F_2^* = F_2 \lambda;$$

$$F_1^* = 28,9;$$

$$F_2^* = 91,6,$$

Литература

1. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В. Подшипники качения. М.: Машиностроение, 1975.
2. Копылов И.П., Клоков Б.К., Морозкин В.П., Токарев Б.Ф. Проектирование электрических машин. М.: Высшая школа, 2002.
3. Павлов Б.И. Шарико-винтовые механизмы в приборостроении. Л.: Машиностроение, 1968.
4. Беляев Н.М. Сборник задач по сопротивлению материалов. М.: Наука, 1968.
5. Ицкович Г.М. Курсовое проектирование деталей машин. М.: Машиностроение, 1970.
6. Берендеев Н.Н. Методы решения задач усталости в пакете Ansys Workbench. Нижний Новгород: Изд-во Нижегородского ун-та, 2012.
7. Берендеев Н.Н. Сопротивление усталости. Основы. Нижний Новгород: Изд-во Нижегородского ун-та, 2010.
8. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы. М.: Мир, 1984.
9. Горский А.И. Определение допускаемых напряжений при расчетах на прочность. М.: НИИМАШ, 1974.
10. Иванов М.Б., Колобов Ю.Р., Голосов Е.В. Механические свойства наноструктурного титана серийного производства // Российские нанотехнологии. 2011. Т. 6. № 5 — 6. С. 108—114.
11. Туманов А.Т. Авиационные материалы. Конструкционные стали. Т. 1. М.: Научно-исследовательский институт авиационных материалов, 1975.

где F_1 — максимальное усилие на зубцы пары зубчатых колес на двигателе, Н; F_2 — максимальное усилие на зубец пары зубчатых колес на оси выходного звена, Н; λ — коэффициент снижения усилия при цикличности нагружения, $\lambda = 43\%$.

При расчете учтен симметричный цикл нагружения.

Результаты вычислений многоциклового усталости зубцов пар зубчатых колес в виде соответствующих коэффициентов запаса представлены на рис. 8 — 11.

Заключение

Проведенные исследования прочности и циклической усталости показали, что величины, характеризующие состояние деталей (элементов) силовой цепи электромеханизма электропривода, достаточны для обеспечения работоспособности электромеханизма электропривода в заданный срок службы.

По результатам расчетов разработана документация и изготовлен опытный образец электропривода. Выполнен ряд практических исследований и испытаний, подтвердивших правильность проведенных расчетов электромеханизма электропривода во всех режимах работы.

References

1. Beyzel'man R.D., Tsyppin B.V. Podshipniki Kacheniya. M.: Mashinostroenie, 1975. (in Russian).
2. Kopylov I.P., Klovov B.K., Morozkin V.P., Tokarev B.F. Proektirovanie Elektricheskikh Mashin. M.: Vysshaya Shkola, 2002. (in Russian).
3. Pavlov B.I. Shariko-vintovye Mekhanizmy v Priboostroenii. L.: Mashinostroenie, 1968. (in Russian).
4. Belyaev N.M. Sbornik Zadach po Soprotivleniyu Materialov. M.: Nauka, 1968. (in Russian).
5. Itskovich G.M. Kursovoe Proektirovanie Detaley Mashin. M.: Mashinostroenie, 1970. (in Russian).
6. Berendeev N.N. Metody Resheniya Zadach Ustalosti v Pakete Ansys Workbench. Nizhniy Novgorod: Izd-vo Nizhegorodskogo Un-ta, 2012. (in Russian).
7. Berendeev N.N. Soprotivlenie Ustalosti. Osnovy. Nizhniy Novgorod: Izd-vo Nizhegorodskogo Un-ta, 2010. (in Russian).
8. Gallager R. Metod Konechnykh Elementov. Osnovy. M.: Mir, 1984. (in Russian).
9. Gorskiy A.I. Opredelenie Dopuskaemykh Napryazheniy pri Raschetakh na Prochnost'. M.: NIIMASH, 1974. (in Russian).
10. Ivanov M.B., Kolobov Yu.R., Golosov E.V. Mekhanicheskie Svoystva Nanostrukturnogo Titana Seriy-nogo Proizvodstva. Rossiyskie Nanotekhnologii. 2011;6; 5 — 6:108—114. (in Russian).
11. Tumanov A.T. Aviatsionnye Materialy. Konstruktsionnye Stali. T. 1. M.: Nauchno-issledovatel'skiy Institut Aviatsionnykh Materialov, 1975. (in Russian).

12. Трощенко В.Т., Сосновский Л.А. Сопротивление усталости металлов и сплавов. Киев: Наукова думка, 1987.

13. ГОСТ 23.207—79. Обеспечение износостойчивости изделий. Метод испытаний машиностроительных материалов на ударно-абразивное изнашивание.

14. ГОСТ 25.504—82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости.

12. Troshchenko V.T., Sosnovskiy L.A. Soprotivlenie Ustalosti Metallov i Splavov. Kiev: Naukova Dumka, 1987. (in Russian).

13. GOST 23.207—79. Obespechenie Iznosoustoychivosti Izdeliy. Metod Ispytaniy Mashinostroitel'nykh Materialov na Udarno-abrazivnoe Iznashivanie. (in Russian).

14. GOST 25.504—82. Raschety i Ispytaniya na Prochnost'. Metody Rascheta Kharakteristik Soprotivleniya Ustalosti. (in Russian).

Сведения об авторах:

Ишутин Вячеслав Владимирович — кандидат технических наук, руководитель проекта АО «ЛЕПСЕ», доцент кафедры электрических машин и аппаратов Вятского государственного университета, e-mail: yufereva@lepse.kirov.ru
Русских Анна Николаевна – инженер-конструктор АО «ЛЕПСЕ», магистрант Вятского государственного университета

Information about authors:

Ishutin Vyacheslav V. — Ph.D. (Techn.), Project Manager of JSC «LEPSE», Associate Professor of Electrical Machines and Apparatus Dept., Vyatka State University, e-mail: yufereva@lepse.kirov.ru
Russkikh Anna N. – Design Engineer of JSC «LEPSE», Undergraduate of Vyatka State University

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов

Conflict of interests: the authors declare no conflict of interest

Статья поступила в редакцию: 13.03.2019

The article received to the editor: 13.03.2019