

## ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ОПОРНО-ПОВОРОТНЫХ ПОДШИПНИКОВ

А.С. ИВАНОВ, д-р техн. наук

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана,  
105005, Москва, ул. Бауманская 2-я, д. 5, стр. 1, e-mail: a-s-ivanov@yandex.ru

© Иванов А.С., 2020

Рассмотрены особенности нагружения и расчета резьбовых соединений вращающегося и неподвижного относительно нагрузки колец подшипника. Обоснована формула для расчета запаса прочности по сопротивлению усталости резьбовой части винта.

*Ключевые слова:* опорно-поворотный подшипник, винты, сопротивление усталости, коэффициент чувствительности детали к асимметрии цикла.

**DOI: 10.46573/2658-5030-2020-4-22-31**

### ВВЕДЕНИЕ

Во многих отраслях промышленности широко используются мотор-редукторы – устройства, которые соединяют в себе функции электродвигателя и редуктора. Этот агрегат отличается высоким КПД, удобством в обслуживании, компактными размерами.

Для того чтобы разрабатывать мотор-редукторы, конкурентоспособные на мировом рынке, существующие методы конструирования необходимо дополнить новыми, основанными на учете результатов анализа отечественных и зарубежных методов проектирования.

Надежность и эффективность работы мотор-редуктора в значительной степени зависит от правильного выбора подшипникового узла. Рассмотрим особенности расчета и конструирования подшипникового узла на примере опорно-поворотных подшипников в мотор-редукторах, которые применяются в приводах ленточного транспортера.

### АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ КОНСОЛЬНО НАГРУЖЕННЫХ ВАЛОВ

Как известно, вал обычно устанавливают на двух опорах и используют три схемы осевой фиксации валов: «враспор»; с одной плавающей и другой фиксирующей в двух осевых направлениях опорами; с обеими плавающими в осевом направлении опорами. В схеме осевой фиксации «враспор» каждый подшипник фиксирует вал в одном осевом направлении. Эта схема наиболее проста и технологична. Она применяется, если опоры расположены в одном корпусе и вал относительно короткий. Схема с одной плавающей и другой фиксирующей в двух осевых направлениях опорами менее технологична и повышает стоимость машины из-за необходимости как большего количества операций обработки посадочных мест под подшипники, так и большего количества деталей, образующих подшипниковые узлы. Обе плавающие опоры используются только тогда, когда осевую фиксацию вала обеспечивают иные детали, кроме подшипника (например, шевронное колесо в зубчатой передаче шевронными колесами).

Если вал нагружен консольно силой  $F_R$  (рис. 1а) [1], то для снижения прогибов вала в точке приложения нагрузки до приемлемых значений консоль  $a$  стремятся уменьшить, накладывая ограничение на соотношение  $l/a$ , где  $l$  – расстояние между радиальными реакциями в опорах 1 и 2. Обычно выдвигается условие

$$l/a \geq 2. \quad (1)$$

Чтобы выполнить такое условие и при этом обеспечить минимальные осевые габаритные размеры всего привода, радиальные подшипники опор вала заменяют на радиально-упорные, установленные «врастяжку» (рис. 1б), что является разновидностью схемы «враспор».

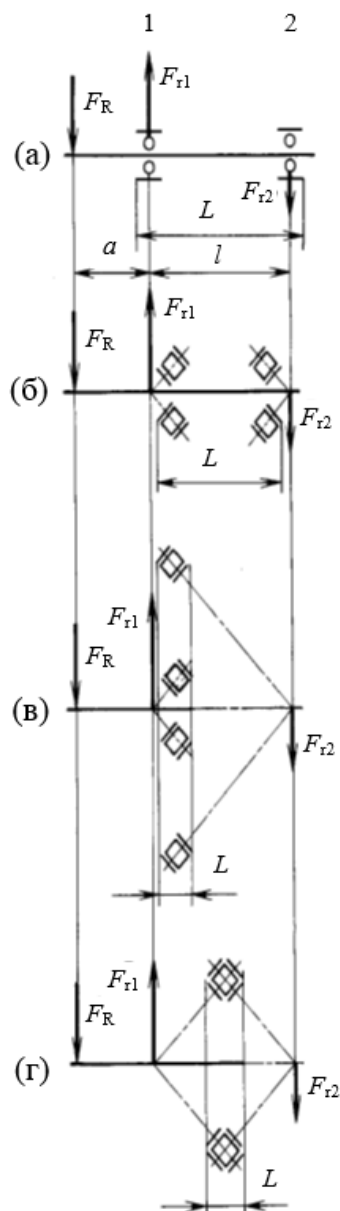


Рис. 1. Вал, нагруженный консольно, установлен на подшипниках: радиальных (а); радиально-упорных «врастяжку» (б); радиально-упорных разного диаметра «врастяжку» (в); двух соединенных радиально-упорных большого диаметра «враспяжку», образующих опорно-поворотный подшипник (г)

При схеме «врастяжку» часть вала, находящаяся между опорами, растягивается осевой силой, а не сжимается, как при схеме «враспор», и осевой габаритный размер привода (размер  $L$  на рисунке) снижается благодаря тому, что при расчете нагрузок, действующих на опоры, радиальные реакции  $F_{r1}$  и  $F_{r2}$  прикладываются к радиально-упорным подшипникам в местах пересечений с осью вала нормалей, проведенных к серединам дорожек качения их наружных колец. При этом смещение точки приложения радиальной реакции  $l_0$  относительно середины ширины подшипника можно оценить по формуле

$$l_0 \approx 0,25(d + D)\operatorname{tg}\alpha, \quad (2)$$

где  $\alpha$  – угол контакта;  $d$  и  $D$  – внутренний и наружный диаметры подшипника.

Из формулы (2) следует, что с увеличением среднего диаметра подшипника увеличивается смещение  $l_0$ . Значит, при схеме установки подшипников «врастяжку», увеличивая диаметральные размеры подшипника хотя бы одной из двух опор, можно уменьшать осевой габаритный размер  $L$  привода (см. рис. 1в).

### ОПОРНО-ПОВОРОТНЫЕ ПОДШИПНИКИ В МОТОР-РЕДУКТОРАХ

На рис. 2 и 3 в качестве примера конструктивных реализаций расчетных схем рис. 1 изображен привод ленточного транспортера одноступенчатым цилиндрическим мотор-редуктором с внутренним зацеплением. На рис. 2 представлено два варианта исполнения опор тихоходного вала этого редуктора [1].

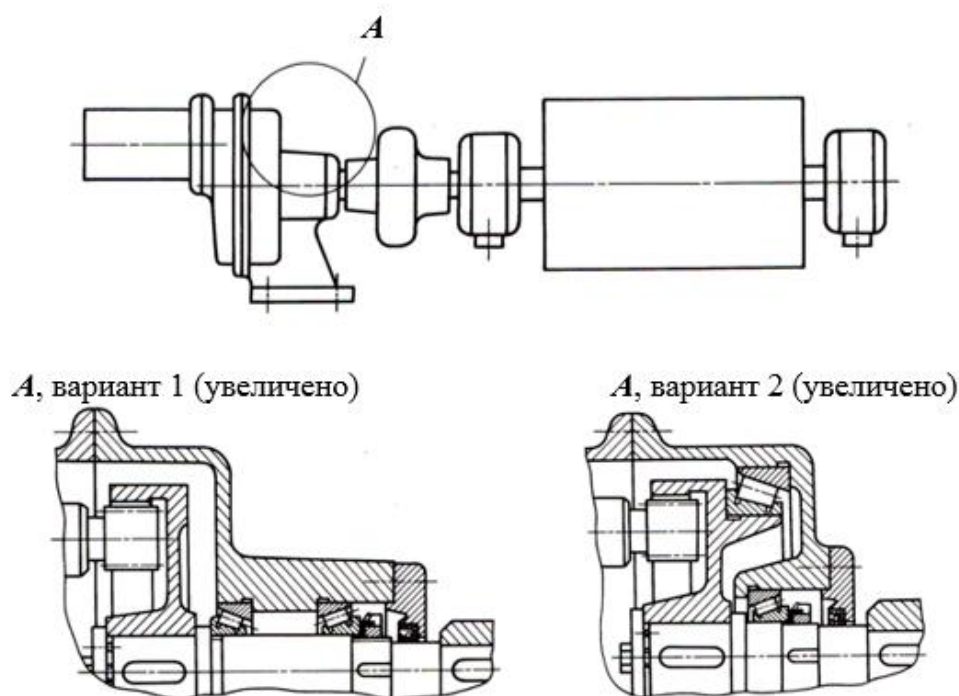


Рис. 2. Схема привода барабана ленточного транспортера одноступенчатым цилиндрическим мотор-редуктором с внутренним зацеплением и варианты конструктивного исполнения опор выходного вала мотор-редуктора

Опоры тихоходного вала выполнены в виде конических роликовых подшипников, установленных «врастяжку», и в первом варианте имеют одинаковый диаметр обоих подшипников, а во втором – разный. Регулировка осевого зазора в подшипниках осуществляется гайкой. Благодаря размещению одного подшипника внутри другого второй вариант получился более компактным в осевом направлении.

Из формул (1), (2) следует, что чем больше средний диаметр двух радиально-упорных подшипников, установленных «врастяжку», тем меньшим допускается расстояние между двумя опорами консольно нагруженного вала. В пределе получим геометрическое совпадение положений двух подшипников и замену двух опор одним опорно-поворотным подшипником (см. рис. 1г). Конструктивно совмещенные друг с другом две опоры из радиально-упорных подшипников, установленных «врастяжку», образуют так называемый опорно-поворотный подшипник (ОПП), который, в отличие от обычных подшипников, позволяет реализовать для валов одноопорное закрепление и воспринимать не только осевую  $F_a$  и радиальную  $F_r$  силы, но и опрокидывающий момент  $M$ .

На рис. 3 показан привод ленточного транспортера с помощью того же ранее рассмотренного (см. рис. 2) одноступенчатого цилиндрического мотор-редуктора с внутренним зацеплением, в котором опорой зубчатого колеса и барабана транспортера служит ОПП. В качестве опоры зубчатого колеса с внутренним зубом применен ОПП. В связи с тем, что это колесо имеет достаточно большой размер, оказалось удобным использовать ОПП с большим диаметром. При этом, учитывая, что подшипник допускает нагружение опрокидывающим моментом значительной величины, на данном подшипнике закреплен барабан ленточного транспортера. Из чертежа видно, что тихоходный вал оказался не нужен. Таким образом, благодаря замене двух радиально-упорных подшипников одним опорно-поворотным удалось уменьшить не только осевую габаритный размер, но и массу привода.

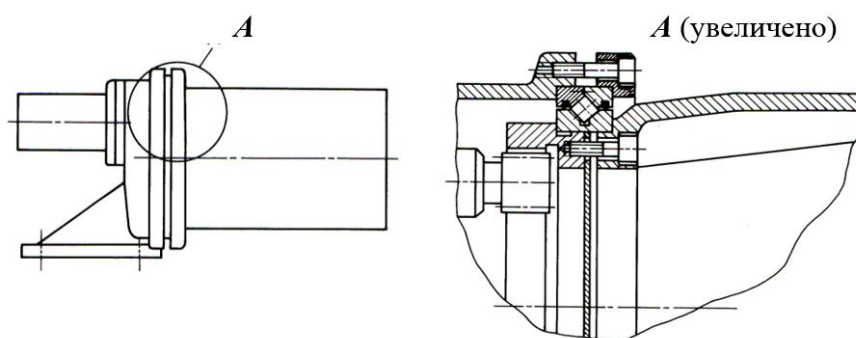


Рис. 3. Схема привода барабана ленточного транспортера одноступенчатым цилиндрическим мотор-редуктором с внутренним зацеплением

Производство ОПП освоено фирмами INA (Германия), THK (Япония), FBJ (Япония), Rothe Erde (Германия), Franke (Германия), SKF (Швеция), Kaydon (США), Rollix (Франция), ISB (Италия), PSL (Словакия) и др. В России их начал выпускать АвтоВАЗ.

Подшипниковый узел, основой которого является ОПП, распределяет нагрузки (осевую  $F_a$  и радиальную  $F_r$  силы, а также опрокидывающий момент  $M$ ) между соединяемыми им звеньями посредством резьбовых соединений. Пример такого узла приведен на рис. 4, где ОПП – подшипник с перекрестным расположением роликов, отличающийся от других видов ОПП повышенной жесткостью при малых толщине и ширине подшипниковых колец. Его сепаратор состоит из цилиндров,

распирающих ролики, причем торцы цилиндров имеют вогнутые поверхности по форме ролика. Указанный подшипник встраивают в запястье руки робота, используют в качестве опор поворотных столов станков и в других случаях. Такой подшипник изготавливают фирмы SKF, INA, THK, Kaydon, Rollix, PSL и др.

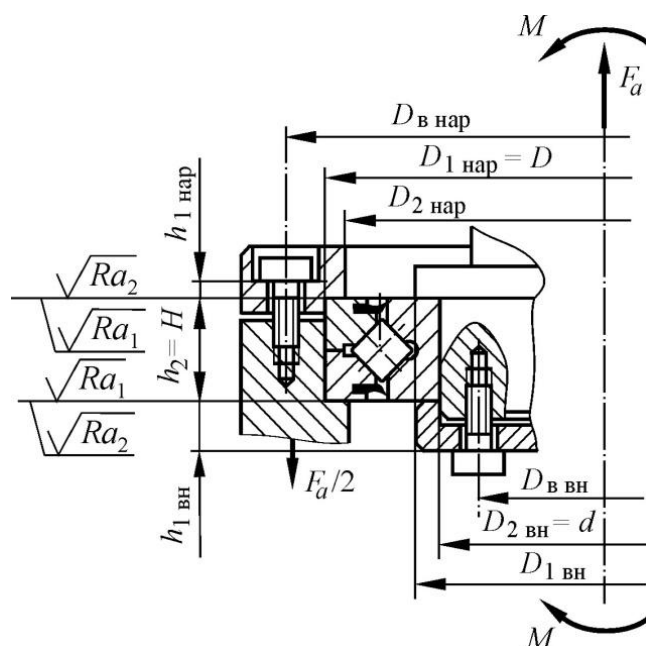


Рис. 4. Схема подшипникового узла, основой которого является подшипник с перекрестным расположением роликов

### РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ В ОПОРНО-ПОВОРОТНЫХ ПОДШИПНИКАХ

Резьбовые соединения подшипникового узла ОПП характеризуются [2] классом прочности винтов, их номинальным диаметром  $d_v$  и внутренним диаметром  $d_3$  резьбы, модулем упругости  $E_v$  материала винта, числом винтов наружного  $n_{нар}$  и внутреннего  $n_{вн}$  соединения, модулями упругости  $E_1$ ,  $E_2$  и коэффициентами Пуассона  $\mu_1$ ,  $\mu_2$  материалов стягиваемых винтами деталей, параметрами шероховатости  $Ra_1$ ,  $Ra_2$  контактирующих поверхностей, размерами: наружным диаметром  $D_{1 нар}$  опорной поверхности наружного кольца ОПП; внутренним диаметром  $D_{2 нар}$  опорной поверхности наружного кольца ОПП; диаметром окружности  $D_{в нар}$  расположения наружных винтов; наружным диаметром  $D_{1 вн}$  опорной поверхности внутреннего кольца ОПП; внутренним диаметром  $D_{2 вн}$  опорной поверхности внутреннего кольца ОПП; диаметр окружности  $D_{в вн}$  расположения внутренних винтов; рабочими толщинами  $h_{1 нар}$ ,  $h_{1 вн}$  притягиваемых винтами фланцев; шириной  $H$ , наружным  $D$  и внутренним  $d$  диаметрами подшипника.

Каждый винт рассматриваемых резьбовых соединений нагружается [1, 2] силой  $F_{зат}$  затяжки винта и силой  $F_v$ , создаваемой внешней нагрузкой. Обычно используют винты высоких классов прочности (8.8 и выше) и силу затяжки винта назначают такой, чтобы напряжения в винте от этой силы достигали  $0,7\sigma_T$ , где  $\sigma_T$  – предел текучести материала винта.

Сила, создаваемая внешней нагрузкой, рассчитывается как

$$F_B = F_{BF} + F_{BM},$$

где  $F_{BF} = \chi_F \frac{F_a}{n}$  – сила в затянутом винте, созданная осевой силой  $F_a$ ;  $F_{BM} = \chi_M M \frac{x_1}{\sum x_i^2}$  – сила в затянутом винте, созданная опрокидывающим моментом  $M$ ;  $\chi_F$ ,  $\chi_M$  – коэффициенты основной нагрузки, определяющие, какую долю внешней нагрузки, приходящуюся на винты, составляет соответственно отрывающая сила и опрокидывающий момент;  $n = n_{нар}$  или  $n_{вн}$  в зависимости от того, какое резьбовое соединение рассчитывается;  $x_1$  и  $x_i$  – расстояние наиболее удаленного винта до оси поворота стыка и  $i$ -го винта до этой оси.

Коэффициенты основной нагрузки вычисляются по формулам:

$$\chi_F = \frac{\lambda_k + \lambda_d}{\lambda_k + \lambda_d + \frac{\lambda_B}{n}};$$

$$\chi_M = \frac{\lambda_k + \lambda_d}{\lambda_k + \lambda_d + \frac{\lambda_B I_y}{A \sum x_i^2}},$$

где  $\lambda_k = k\varepsilon/A$  – податливость контактирующих поверхностей деталей, зависящая от коэффициента  $k$  контактной податливости (подробнее в [1–3]), коэффициента  $\varepsilon$  масштаба (подробнее в [1–3]) и площади  $A$  контактной поверхности;  $\lambda_d = (h_1/E_1 + h_2/E_2)/A$  – податливость стягиваемых винтами деталей, где  $h_1$  равен  $h_{1 нар}$  или  $h_{1 вн}$  в зависимости от того, какое резьбовое соединение рассчитывается;  $\lambda_B = [(0,5d_B + l_0)/(\pi d^2) + (0,5d_B + l_1)/(\pi d_3^2)]4/E_B$  – податливость винта, где  $l_0$ ,  $l_1$  – длины ненарезанной и нарезанной нагруженной частей винта. Исходными для вычисления коэффициента  $k$  контактной податливости являются параметры  $E_1$ ,  $E_2$ ,  $\mu_1$ ,  $\mu_2$ ,  $Ra_1$ ,  $Ra_2$ ,  $D_{1 нар}$ ,  $D_{2 нар}$ ,  $D_{в. нар}$ ,  $D_{1 вн}$ ,  $D_{2 вн}$ ,  $D_{в. вн}$ .

Винты резьбового соединения фланца с кольцом подшипника, вращающегося относительно нагрузки, испытывают переменное во времени нагружение (рис. 5а). Поэтому их следует рассчитывать на сопротивление усталости. Наиболее нагруженный винт резьбового соединения фланца с кольцом подшипника, неподвижного относительно нагрузки, подвержен действию статической нагрузки (рис. 5б), поэтому этот винт следует проверять на статическую прочность.

Рассмотрим особенности расчета резьбовых соединений ОПП.

Первая заключается в необходимости установления, какое из резьбовых соединений фланца – с наружным или внутренним кольцом подшипника – вращается относительно нагрузки. Так, в случае использования ОПП как опоры зубчатого колеса и барабана транспортера (см. рис. 3) относительно нагрузки вращается соединение фланца с внутренним кольцом подшипника. В случае ОПП, обеспечивающего возможность поворота робота относительно вертикальной оси (рис. 6), относительно нагрузки вращается соединение фланца с наружным кольцом подшипника.

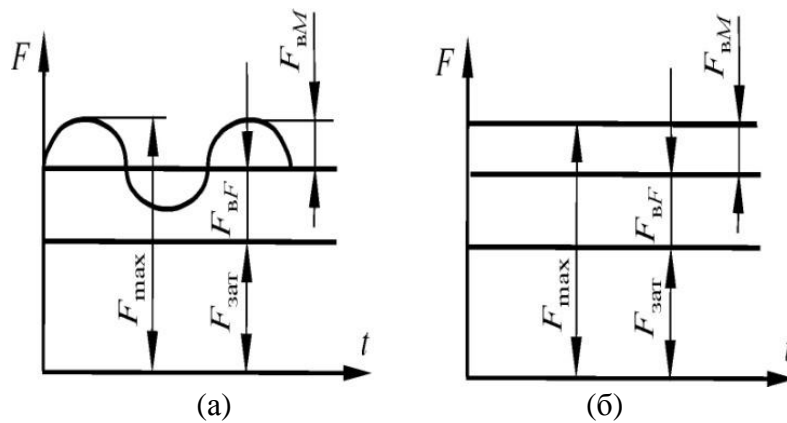


Рис. 5. Сила, нагружающая винт резьбового соединения, стягивающего фланец с кольцом подшипника, который вращается (а) или неподвижен (б) относительно нагрузки

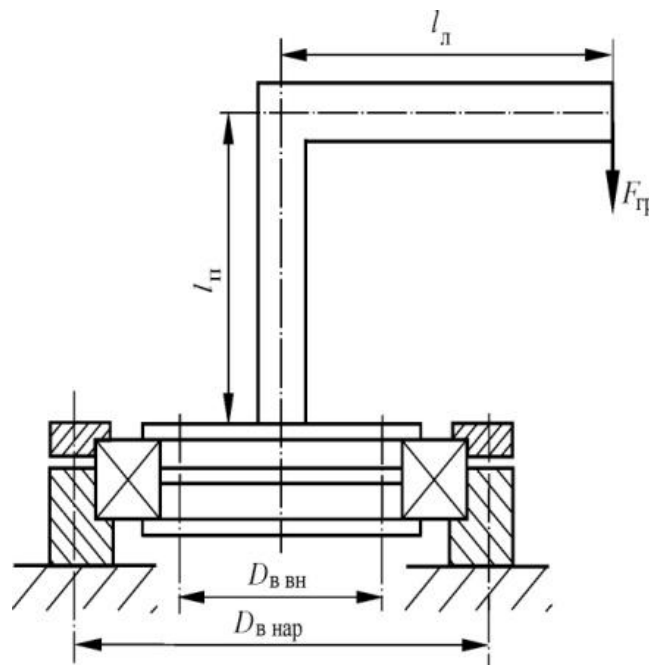


Рис. 6. Схема работа, в котором ОПШ обеспечивает возможность поворота относительно вертикальной оси

Вторая особенность состоит в том, что расчет сопротивления усталости винта следует проводить для двух опасных сечений: в его гладкой части вблизи выкружки, расположенной у головки винта, и в резьбовой части под первым нагруженным витком резьбы.

Коэффициент запаса прочности для первого случая должен удовлетворять условию [4]:

$$S_{a \text{ гл}} = \sigma_{-1} / (K_{\sigma D \text{ гл}} \sigma_{a \text{ гл}} + \Psi_{\sigma D} \sigma_{m \text{ гл}}) \geq 2, \quad (3)$$

где  $\sigma_{-1}$  – длительный предел выносливости материала винта;  $K_{\sigma D \text{ гл}}$  – коэффициент снижения предела выносливости винта в его гладкой части;  $\sigma_{a \text{ гл}}$  – амплитуда

напряжений в гладкой части винта;  $\Psi_{\sigma D}$  – коэффициент чувствительности детали к асимметрии цикла;  $\sigma_{m\text{гл}}$  – среднее напряжение цикла винта в его гладкой части.

Коэффициент запаса прочности для второго случая

$$S_{a p} = \sigma_{-1} / (K_{\sigma D p} \sigma_{a p}) \geq 2, \quad (4)$$

где  $K_{\sigma D p}$  – коэффициент снижения предела выносливости винта в его резьбовой части;  $\sigma_{a p}$  – амплитуда напряжений в резьбовой части винта.

Формула (4) отличается от формулы (3) отсутствием второго слагаемого в знаменателе, что объясняется зависимостью коэффициента  $\Psi_{\sigma D}$  чувствительности детали к асимметрии цикла от коэффициента  $K_{\sigma D}$  снижения предела выносливости детали, которая согласно ГОСТ 25504-82 «Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости» имеет вид

$$\Psi_{\sigma D} = \Psi_{\sigma} / K_{\sigma D}, \quad (5)$$

где  $\Psi_{\sigma}$  – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла (для сталей  $\Psi_{\sigma} = 0,02 + 0,0002\sigma_{\text{в}}$ , где  $\sigma_{\text{в}}$  – предел прочности материала винта в мегапаскалях, для винтов высоких классов прочности  $\Psi_{\sigma}$  близок значению 0,22). При небольшом коэффициенте  $K_{\sigma D}$ , что характерно для гладкой части винта вблизи выкружки ( $K_{\sigma D\text{гл}} \approx 1,5$  [4]), коэффициент  $\Psi_{\sigma D}$  мало отличается от  $\Psi_{\sigma}$  и второе слагаемое в формуле (3) оказывает заметное влияние на запас прочности винта. Если коэффициент  $K_{\sigma D}$  существенно больше трех, что характерно для резьбы винта ( $K_{\sigma D p} \approx 4,5$  [4]), то  $\Psi_{\sigma D}$  оказывается близким к нулю и влияние второго слагаемого в формуле для запаса прочности становится незначительным.

Смысл формулы (5) поясняет рис. 7 [5], из которого следует, что увеличение среднего напряжения цикла практически не уменьшает предельно допустимой амплитуды напряжений в резьбовой шпильке.

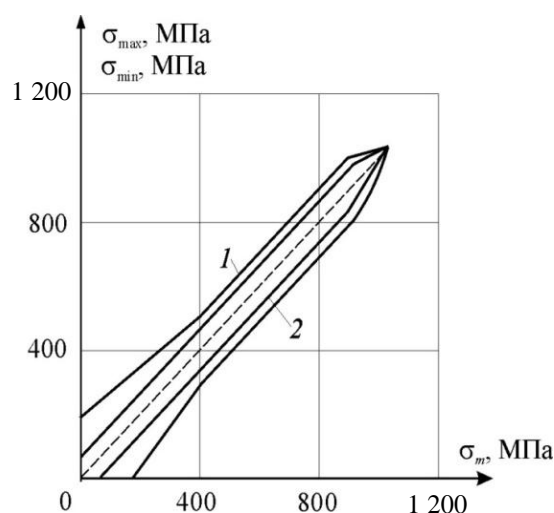


Рис. 7. Диаграмма предельных напряжений для резьбового соединения шпилькой М10 с накатанной резьбой. Шпилька термически обработана:  
1 – перед накаткой резьбы; 2 – после накатки резьбы (закалена)



Амплитуды напряжений в гладкой и резьбовой частях винта вычисляют по формулам  $\sigma_{a\text{ гл}} = 0,5F_{\text{вМ}} / (\pi d_{\text{в}}^2/4)$  и  $\sigma_{a\text{ р}} = 0,5F_{\text{вМ}} / (\pi d_3^2/4)$ . Среднее напряжение цикла в гладкой части винта  $\sigma_{m\text{ гл}} = (F_{\text{зат}} + 0,5F_{\text{в}}) / (\pi d_{\text{в}}/4)$ .

Расчет статической прочности винта следует проводить для опасного сечения по резьбе:

$$S_{\text{max}} = \sigma_{\text{T}} / \sigma_{\text{max}} \geq 1,2 \dots 2,5, \quad (6)$$

где  $\sigma_{\text{max}} = 4F_{\text{max}} / (\pi d_3^2)$  – напряжение, возникающее в резьбовой части винта, создаваемое силой затяжки  $F_{\text{зат}}$ , силой  $F_{\text{вФ}}$  и силой  $F_{\text{вМ}}$  (см. рис. 5б), т.е.  $F_{\text{max}} = F_{\text{зат}} + F_{\text{вФ}} + F_{\text{вМ}}$ .

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Опорно-поворотные подшипники в России выпускаются индивидуально или мелкосерийно и не вошли пока в отечественные каталоги, хотя во всем мире их применение неуклонно расширяется. Использование ОПП способно повысить технический уровень мотор-редукторов за счет снижения их металлоемкости и уменьшения габаритных размеров. Рассмотрены конструктивные схемы подшипниковых узлов консольно нагруженных валов и место ОПП в этих схемах.

Показаны особенности расчета резьбовых соединений ОПП. Расчет сопротивления усталости винта следует проводить для двух опасных сечений – в его гладкой части вблизи выкружки, расположенной у головки винта, и в резьбовой части под первым нагруженным витком резьбы. Установлены критерии, которым должны удовлетворять коэффициенты запаса прочности для этих случаев. Приведено выражение для расчета статической прочности винта.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Подшипники приводов: учебное пособие / М.М. Ермолаев, Б.И. Зубренков, А.С. Иванов, М.С. Куц, С.В. Муркин, М.В. Фомин, А.В. Чиркин, А.В. Шматков; под ред. А.С. Иванова. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019. 198 с.
2. Иванов А.С., Муркин С.В. Расчет и проектирование резьбовых соединений приводов. М.: Инновационное машиностроение, 2015. 108 с.
3. Иванов А.С., Измайлов В.В. Расчет контактной деформации при конструировании машин // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2006. № 8. С. 3–10.
4. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. М.: Машгиз, 1963. 452 с.
5. Niemann G., Winter H. Höhn B.-R. Maschinenelemente. Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen. Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH, 2001. 903 s.

**Для цитирования:** Иванов А.С. Особенности расчета резьбовых соединений опорно-поворотных подшипников // Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки». 2020. № 4 (8). С. 22–31.

## FEATURES OF THE CALCULATION OF THREADED JOINTS OF SLEWING BEARINGS

A.S. IVANOV, Dr. Sc.

Bauman Moscow State Technical University, 5/1, Baumanskaya 2-ya st.,  
105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: a-s-ivanov@yandex.ru

The particularities of loading and calculation of threaded joint for rotating and stationary related to the load of the bearing rings have been considered. The formula for calculating the safety factor of the fatigue strength of screw threaded parts has been justified.

*Keywords:* slewing bearing, screw, fatigue strength, response factor to cycle asymmetry.

### REFERENCES

1. Podshipniki privodov: uchebnoye posobiye [Bearings of drives: textbook] / M.M. Ermolaev, B.I. Zubrenkov, A.S. Ivanov, M.S. Kuts, S.V. Murkin, M.V. Fomin, A.V. Chirkin, A.V. Shmatkov; ed. A.S. Ivanov. Moscow: MGTU im. N.E. Baumana, 2019. 198 p.
2. Ivanov A.S., Murkin S.V. Raschet i proyektirovaniye rezbovykh soyedineniy privodov. [Calculation and design of threaded connections for drives]. Moscow: Innovatsionnoye mashinostroyeniye, 2015. 108 p.
3. Ivanov A.S., Izmailov V.V. Calculation of contact deformation in the design of machines. *Treniye i smazka v mashinakh i mekhanizмах*. 2006. No. 8, pp. 3–10. (In Russian).
4. Serensen S.V., Kogaev V.P., Shneiderovich R.M. Nesushchaya sposobnost i raschet detaley mashin na prochnost. [Bearing capacity and strength calculation of machine parts]. Moscow: Mashgiz, 1963. 452 p.
5. Niemann G., Winter H. Höhn B.-R. Maschinenelemente. Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen. Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH, 2001. 903 p. (In German).

Поступила в редакцию/received: 14.07.2020; после рецензирования/revised: 10.09.2020;  
принята/accepted 15.10.2020