

НОВЫЙ ПОДХОД К ВЫБОРУ РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ ДЛЯ РОЛИКОВЫХ КОНИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ, УСТАНОВЛЕННЫХ ВРАСПОР

¹Кириловский В.В., ²Москвин В.А.

¹ФГБОУ ВПО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)», Москва, e-mail: proekt.33@yandex.ru;

²АО «ВПК «НПО Машиностроения», Реутов

В условиях реального нагружения роликовых конических однорядных подшипников, установленных по схеме враспор, традиционная расчетная схема двухопорной балки не реализуется. А реализуется (на начальном этапе нагружения) консольная балка, защемленная одним концом. Защемлением (заделкой) на расчетной схеме может быть представлен подшипник, в направлении которого действует осевая сила F_a . Причиной формирования заделки является осевое смещение вала и установка наружного конуса, образованного роликами, во внутренний конус, образованный дорожкой качения внешнего кольца подшипника. Заделка сохраняется при соблюдении условия $\sum M_\phi > \sum M_O$, где $\sum M_\phi$ – сумма моментов внешних сил, фиксирующих внутренний конус во внешнем, а $\sum M_O$ – сумма опрокидывающих моментов, выводящих конусы из контакта друг с другом. При $\sum M_\phi < \sum M_O$ консольная балка преобразуется в двухопорную, в которой ролики контактируют с дорожкой качения внешнего кольца только своими кромками.

Ключевые слова: расчетная схема, подшипниковые опоры, роликовые конические однорядные подшипники, схема враспор

A NEW APPROACH TO THE COMPUTATION DIAGRAM FOR ROLLER TAPERED BEARINGS INSTALLED UNDER THE «CROSS-FIXING»

¹Kirilovsky V.V., ²Moskvin V.A.

¹Bauman Moscow State Technical University» (BMSTU), Moscow, e-mail: proekt.33@yandex.ru;

²JSC MIC Mashinostroyeniya, Reutov

In the conditions of real loading single row taper roller bearings, installed on the «cross located» arrangement, a traditional design scheme for a double-seat beam is not implemented. And implemented a cantilever beam at the initial moment of loading, clamped at one end. Pinching on the calculated scheme can be represented by a bearing, in the direction which applies axial force. The reason for the formation of the pinching is the axial displacement of the shaft and install outside on the cone formed by rollers, the inner cone formed by the raceway of the outer ring of the bearing. Pinching is maintained under the condition $\sum M_\phi > \sum M_O$, where $\sum M_\phi$ – the sum the locking moments of the inner cone in the outer, and $\sum M_O$ – sum of overturning moments, gets the cones out of contact with each other. If $\sum M_\phi < \sum M_O$ cantilever beam is converted into duopoly in which the rollers contact with the raceway of the external ring only by its edges.

Keywords: design scheme, bearing supports, single row taper roller bearings, «cross located» type of arrangement

В настоящей работе рассмотрены некоторые особенности работы роликовых конических однорядных подшипников, установленных по схеме враспор.

При проведении расчетов валов на статическую прочность и на выносливость, а также при расчете подшипников на долговечность реальную конструкцию вала (рис. 1) заменяют расчетной схемой, в качестве которой все литературные источники, например [1, 2, 3, 5], рекомендуют использовать гладкую балку, установленную на две шарнирные опоры (рис. 2).

Под действием внешней поперечной силы F балка между опорами прогибается вниз, а ее свободные концы слева и справа

от опор поднимаются вверх. При этом поперечные сечения, расположенные на опорах, поворачиваются на некоторый угол α , называемый углом поворота поперечного сечения. Поэтому двухопорную балку можно признать корректной только в том случае, если такие же шарнирные повороты совершают под нагрузкой посадочные цапфы реального вала, а вместе с ними и внутренние кольца подшипников [4].

Цель исследования. Целью исследования является проверка допустимости применения двухопорной балки в качестве расчетной схемы при установке роликовых конических подшипников враспор.

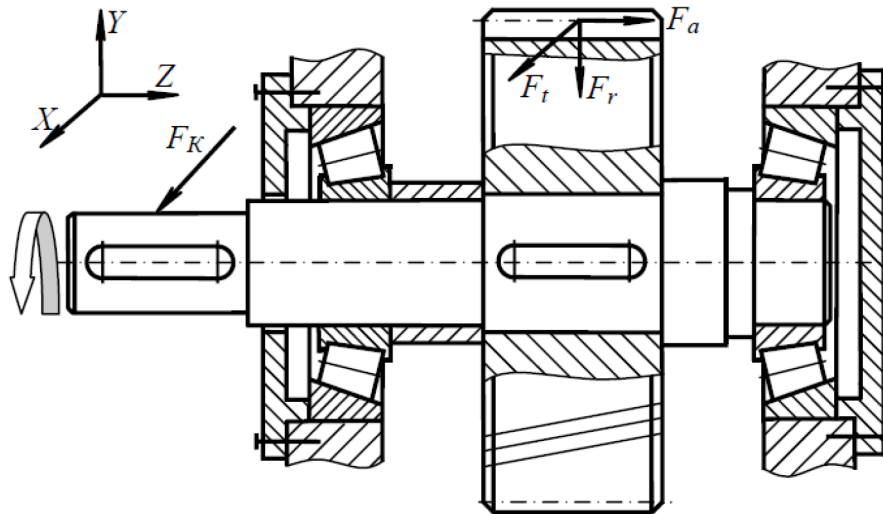


Рис. 1. Установка роликовых конических однорядных подшипников по схеме враспор на ведомом валу цилиндрического косозубого редуктора

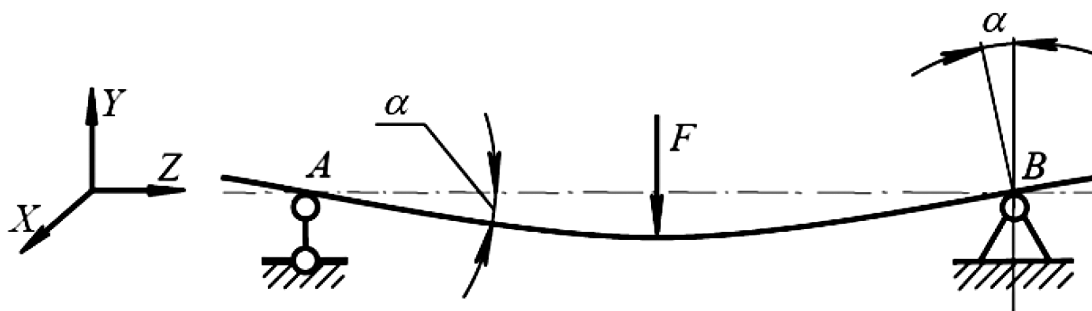


Рис. 2. Традиционная расчетная схема двухопорной балки

Материалы и методы исследования

К выбору вида расчетной схемы следует относиться очень серьезно, поскольку от этого выбора зависит корректность многих полученных результатов расчетов. Корректная расчетная схема должна точно отражать работу вала под нагрузкой.

На основе анализа принятой схемы определяют, в первую очередь, значения реакций в опорах, от которых зависят почти все параметры проектируемого механизма. Так, от величины найденных реакций зависит форма эпюр изгибающих моментов в плоскостях XZ , YZ (рис. 1) и в консольной плоскости P_K , в которой действует консольная сила \overline{F}_K (сила, с которой муфта воздействует на консольный концевой участок вала) и, следовательно, зависят значения изгибающих моментов в поперечных сечениях вала и эквивалентные напряжения в них. А это, в свою очередь, при расчете вала на статическую прочность и на выносливость, определяет размеры поперечных сечений, положение опасного сечения, размеры и тип применяемых подшипников. Кроме того, реакции

в опорах являются силами, действующими на подшипники. От их величины зависит ресурс работы подшипников. То есть заключение о работоспособности многих элементов конструкции можно будет признать достоверным, если достоверны значения реакций в принятой расчетной схеме и сама схема при этом является корректной.

Ранее [4] было высказано предположение о том, что двухопорную балку (рис. 2) в расчетах валов и подшипников следует применять с осторожностью. В настоящей работе мы рассмотрим данный вопрос более детально. Будем полагать, что радиальная сила в зацеплении \overline{F}_r (рис. 1) непрерывно возрастает.

В исходном ненагруженном состоянии между роликами и дорожками качения наружного и внутреннего колец формируются радиальной G_r и осевой G_a зазоры. Значения зазоров регламентируют нормативные документы на соответствующий тип подшипника [3]. Под действием внешней системы сил, включающей силы в зацеплении \overline{F}_r , \overline{F}_t , \overline{F}_a и консольную силу \overline{F}_K (рис. 1), вал сместится в осевом направлении

вправо на величину \overline{G}_a (рис. 3). Это смещение вызовет осевая сила \overline{F}_a , направленная параллельно оси вала. Тогда в правом подшипнике ролики своей конической поверхностью сядут на коническую поверхность дорожки качения наружного кольца. Получившийся в левом подшипнике (рис. 3, а) осевой зазор $2G_r$ для наглядности утрирован и изображен увеличенным.

Таким образом, в правом подшипнике коническая опорная поверхность вала, образованная роликами (внешний конус), сядет на коническую опорную поверхность корпуса, образованную дорожкой качения наружного кольца (внутренний конус). Такая установка исключает возможность шарнирных поворотов внутреннего кольца правого подшипника на угол α , как это имело бы место в духопорной балке (рис. 2). Следовательно, правый подшипник не выполняет функцию шарнирной опоры и уже в начальный момент нагружения может быть отражен заделкой, на которую правый подшипник в данный момент времени похож в наибольшей степени. Хотя, мы понимаем, эта заделка не является абсолютно жесткой. А в левом подшипнике по-прежнему сохраняется зазор между дорожкой качения внешнего кольца и роликами. То есть левый подшипник в данный момент времени функцию опоры не выполняет, и вал фактически за-

фиксирован в пространстве только одним подшипником. Конструкция вала в таком состоянии может быть представлена на расчетной схеме консольной балкой, защемленной правым концом (рис. 3, б).

Если вектор осевой силы \overline{F}_a будет иметь противоположное направление, осевое смещение вала произойдет влево, и тогда консольная балка будет защемлена левым концом.

Внешняя система сил \overline{F}_r , \overline{F}_t , \overline{F}_a , и \overline{F}_K оказывает существенное влияние на характер работы правого подшипника. Мы рассмотрим сначала влияние каждой силы в отдельности, а затем оценим совокупное влияние всей системы сил.

Относительно точки C_r (рис. 3, а) сила \overline{F}_r создает момент, равный $(M_r)_{C_r} = F_r \cdot L_{F_r}$ (где L_{F_r} – плечо силы \overline{F}_r). Момент $(M_r)_{C_r}$ направлен против часовой стрелки и стремится повернуть вал, как жесткое тело, вокруг указанной точки C_r , а вместе с валом стремится повернуть в том же направлении и внутренний конус. В результате действия $(M_r)_{C_r}$ внутренний конус может выйти из контакта с внешним и, тем самым, может быть разрушена заделка. Назовем такой момент опрокидывающим моментом.

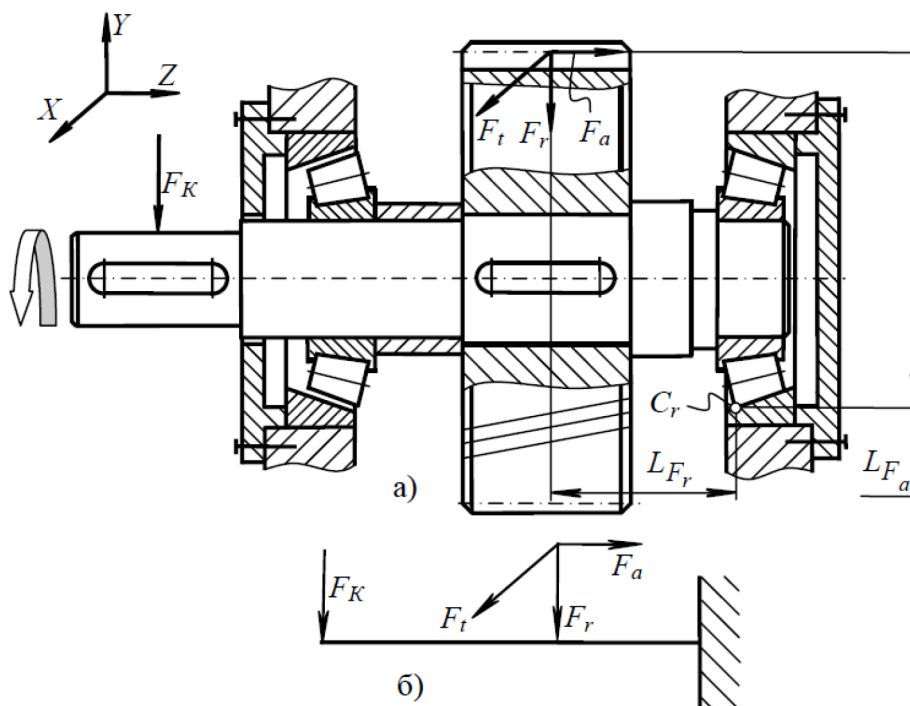


Рис. 3. Осевое смещение вала:
а – состояние после смещения; б – расчетная схема

В противоположность $(M_r)_{C_r}$ момент $(M_a)_{C_r} = F_a \cdot L_{Fa}$, создаваемый силой F_a , направлен по часовой стрелке (L_{Fa} – плечо силы F_a относительно точки C_r).

Следовательно, момент $(M_a)_{C_r}$ стремится зафиксировать внутренний конус во внешнем и сохранить заделку. Назовем такой момент фиксирующим моментом.

Сила F_t направлена перпендикулярно плоскости чертежа на нас, она также создает опрокидывающий момент $(M_t)_{C_r} = F_t \cdot L_{Ft}$, но вокруг точки C_r , лежащей в плоскости, параллельной плоскости YZ и расположенной перед плоскостью чертежа (на рис. 4 не показано) (L_{Ft} – плечо силы F_t относительно точки C_r).

Наиболее существенное влияние на поведение правого подшипника может оказать сила F_k , так как она не только увеличивает радиальные реакции в опорах, но и может независимо от F_r , F_t и F_a , принимать значения в широком диапазоне $F_k = (50 \dots 250) \sqrt{T_T}$ (T_T – вращающий момент на ведомом валу редуктора) [2]. Но, самое главное, – сила F_k может создавать как фиксирующий, так и опрокидывающий моменты M_k . Так, если вектор F_k будет расположен выше оси вала и направлен вниз, как изображено на рис. 3, будет создан опрокидывающий момент. А если вектор будет расположен ниже оси и направлен вверх – фиксирующий.

Теперь рассмотрим совокупное влияние всей внешней системы сил F_r , F_t , F_a , и F_k на характер работы правого подшипника.

Приведем внешнюю систему сил к главному вектору F_Σ и главному моменту M_Σ , в качестве центра приведения выберем точку C_r . Пусть плоскость P_{M_Σ} действия главного момента M_Σ (рис. 4) проходит через ось вала и совпадает с плоскостью чертежа. Главный момент, создаваемый указанной системой сил относительно точки C_r , равен сумме моментов относительно этой точки, создаваемых силами, входящими в систему:

$$\overline{M_\Sigma} = (\overline{M_a})_{C_r} + (\overline{M_r})_{C_r} + (\overline{M_t})_{C_r} + (\overline{M_k})_{C_r}.$$

Направление действия $\overline{M_\Sigma}$ может быть как по часовой стрелке, так и против, то есть M_Σ может быть как фиксирующим, так и опрокидывающим. Фактически, $\overline{M_\Sigma} = \Sigma \overline{M_\phi} + \Sigma \overline{M_o}$, где $\Sigma \overline{M_\phi}$ – сумма фиксирующих моментов, а $\Sigma \overline{M_o}$ – сумма опрокидывающих моментов. Если $\overline{M_\Sigma}$ является фиксирующим, то есть $\Sigma \overline{M_\phi} > \Sigma \overline{M_o}$, расчетная схема сохраняет свой вид односторонней заделки (рис. 3).

Если же $\overline{M_\Sigma}$ окажется опрокидывающим ($\Sigma \overline{M_\phi} < \Sigma \overline{M_o}$), в расчетной схеме произойдут радиальные изменения (рис. 4).

Под действием M_Σ вал вместе с внутренними кольцами подшипников и роликами повернется вокруг точки C_r против часовой стрелки на угол α (α – угол между горизонтальной прямой GE и штрихпунктирной осью вала в повернутом наклонном положении). Такой поворот является шарнирным. Тогда

правый подшипник прекратит выполнять функцию заделки и на расчетной схеме преобразуется в шарнирную опору.

Поворот вала против часовой стрелки будет продолжаться до тех пор, пока ролики левого подшипника не выберут радиальный зазор G_r и не коснутся дорожки качения внешнего кольца в точке D . Начиная с этого момента, левый подшипник, который до этого момента не являлся опорой, на расчетной схеме также преобразуется в шарнирную опору. Расчетной схемой становится двухопорная балка (рис. 2). Однако условия работы подшипников в таком состоянии будут отличаться от условий работы в традиционной двухопорной балке и будут очень неблагоприятными, так как вал находится в наклонном положении, а конические ролики контактируют с дорожками качения внешних колец кромками вблизи своих торцов. Контакт в области кромок приведет к высоким контактным напряжениям и к значительному снижению ресурса подшипников. Обратим внимание, что над верхним роликом левого подшипника образуется удвоенный радиальный зазор $2G_r$ и более, чем удвоенный осевой зазор $2G_o$, а над верхним роликом правого подшипника также формируются радиальный и осевой зазоры, но значительно меньшей величины.

Условием сохранения заделки является соотношение $\Sigma M_\phi > \Sigma M_o$, условием перехода к двухопорной балке является $\Sigma M_\phi < \Sigma M_o$. Очень неблагоприятным является соотношение $\Sigma M_\phi = \Sigma M_o$, при котором вал находится в неопределенном незафиксированном состоянии, когда заделка уже не фиксирует, а двухопорная балка еще не сформировалась. Тогда из-за неизбежных колебаний внешней нагрузки вал будет совершать хаотичные колебательные движения в радиальном и осевом направлениях в пределах радиальных и осевых зазоров в подшипниках.

Результаты исследования и их обсуждение

Как мы видели, в начальный момент нагружения вал некоторое время может выполнять функцию консольной балки. Затем консольная балка преобразуется в двухопорную, условия работы подшипников в которой отличаются от условий в традиционной двухопорной балке. Необходимо отметить, что трансформация расчетной схемы на этом не закончится. Однако дальнейшие преобразования являются темой для отдельного самостоятельного рассмотрения. Обсудим только консольную балку и ее преобразование в двухопорную.

Если расчетная схема отлична от традиционной схемы, реакции в ней будут отличаться от реакций в двухопорной балке. Отличаться будут также изгибающие моменты в поперечных сечениях вала и эквивалентные напряжения. Опасное сечение вала будет находиться в другом поперечном сечении вала. Диаметры многих участков вала будут иметь другое значение. Посадочные диаметры подшипников и их ресурс работы будут иметь значения, отличные от значений в двухопорной балке. То есть, почти

все основные параметры узла будут отличаться от тех, которые предписывают традиционные литературные источники. А это означает, что все расчетные методики, основанные на использовании традиционной двухопорной балки, нуждаются в корректировке. К таким методикам относятся методика расчета валов на статическую прочность и расчета валов на выносливость, а также методика расчета подшипников на долговечность.

величина радиальной реакции R_r в заделке консольной балки, возникающая от радиальной силы F_r , приложенной в любой точке балки, равна $R_r = F_r$. В то же время в двухопорной балке при приложении F_r , например, посередине между опорами реакция равна $R_r' = \frac{F_r}{2}$. А, кроме того, в заделке возникает момент $M = F_M \cdot l$, где F_M –

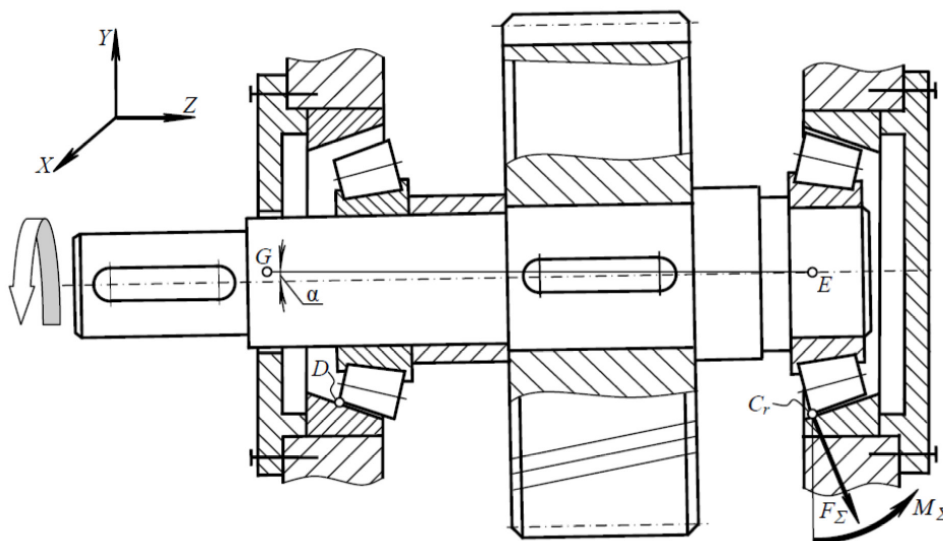


Рис. 4. Преобразование заделки в двухопорную балку

Многие исследователи отмечали значительное расхождение действительного ресурса работы подшипников по сравнению с расчетным и связывали это явление с особенностями микроструктуры материала и микрогеометрии колец и тел качения [3]. Некоторые исследователи обращали внимание на температурные эффекты в масляном слое [6, 7], а также на эффекты, связанные с переменным режимом нагружения [8] и наличием загрязнений в смазке [9]. Все эти подходы, безусловно, справедливы. Однако, с нашей точки зрения, первопричиной этих расхождений являются повышенные нагрузки, действующие на подшипники, в реальных схемах нагружения по сравнению с традиционной принятой двухопорной балкой. Повышенные нагрузки выражаются не только в повышенных контактных напряжениях из-за контакта тел качения только своими кромками в наклонной двухопорной схеме, но и в повышенных реакциях в опорах в консольной схеме. Так, например,

одна из пары радиальных реактивных сил, создающих момент M и приложенных к роликам на очень коротком плече l , приблизительно равно длине ролика. Причем, из-за малого плеча l величина F_M будет очень большой. То есть, на подшипник, расположенный в заделке, действует не одна радиальная реакция, как в двухопорной балке, а три: R_r и две силы F_M , и все три силы по величине будут превосходить реакции в двухопорной балке.

Выводы

Расчетная схема двухопорной балки в начальный момент нагружения не реализуется.

Вал некоторое время может быть зафиксирован только в одной опоре.

В состоянии «неопределенности» $\Sigma M_\phi = \Sigma M_O$ вал может совершать произвольные хаотические колебательные перемещения в пределах радиальных и осевых зазоров. Колебательные движения будут

совершаться в соответствии с колебаниями внешней нагрузки. Это необходимо учитывать при проектировании ответственных конструкций, к которым предъявляются повышенные требования с точки зрения точности вращения и точности пространственного положения оси вала. Например, при проектировании узлов шпинделей металлорежущих станков.

Так как изменением направления $\overline{F_K}$ можно радикально изменить соотношение между ΣM_ϕ и ΣM_O , при проектировании ответственных узлов необходимо назначать такое направление $\overline{F_K}$, которое обеспечивает наилучшую расчетную схему и наилучшие условия работы подшипников. Требуемое для этого направление $\overline{F_K}$ следует указывать в конструкторской документации. Требование обеспечения заданного направления $\overline{F_K}$ обязательно должно быть отражено и в технологической документации по сборке узла, а также должно контролироваться административными и технологическими службами и службой технического контроля. При любой сборке-разборке узла необходимо всегда восстанавливать первоначальное направление $\overline{F_K}$.

Единообразные условия испытаний подшипников можно обеспечить однотипными моментами M_K (фиксирующими или опрокидывающими) и одинаковой их величиной.

Необходимо разрабатывать методы монтажа приводов, позволяющие оперативно

контролировать и гарантировать требуемое направление и величину $\overline{F_K}$.

Возможно, для учета новых особенностей работы подшипниковых узлов потребуются разработка новых методов их проектирования.

Список литературы

1. Андриенко Л.А., Байков Б.А., Захаров М.Н. и др. Детали машин / под ред. О.А. Ряховского. 4-е изд., перераб и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. – 465 с.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Академия, 2009. – 496 с.
3. Леликов О.П. Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчет. – М.: Машиностроение, 2006. – 640 с.
4. Андропова А.Г., Майоров А.С., Талипов Т.И. Совершенствование методики расчета валов на статическую прочность // Молодежный научно-технический вестник: электронный журнал МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2015. – № 12. – Режим доступа <http://sntbul.bmstu.ru/doc/824412.html> (дата обращения 12.12.2015).
5. ЕПК. Генеральный каталог. – 3-е изд. – М.: ЕПК, 2011. – 448 с.: ил.
6. Ряховский О.А., Гончаров С.Ю., Сыромятников В.С. Экспериментальное определение температуры в подшипниках качения // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2014. – № 10.
7. Сыромятников В.С., Гончаров С.Ю., Ряховский О.А. Экспериментальное исследование подшипников качения // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2013. – № 3.
8. Фомин М.В. Определение коэффициентов эквивалентности для переменных режимов нагружения зубчатых передач и подшипников качения // Справочник: Инженерный журнал. – 2007. – № 8.
9. Фомин М.В. Расчет опор с подшипниками качения с учетом новых стандартов // Справочник: Инженерный журнал. – 2017. – № 3.