

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Томский государственный архитектурно-строительный университет»

РАСЧЕТ РАДИАЛЬНЫХ И РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Методические указания к практическим занятиям
по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»

Составители: В.А. Литвинова, Г.Н. Гарашук

Томск 2015

Расчет радиальных и радиально-упорных подшипников качения: методические указания к практическим занятиям / Сост. В.А. Литвинова, Г.Н. Гаращук. – Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. университета, 2015. – 39 с.

Рецензент: д.т.н., профессор Г.Г. Волокитин

Редактор: к.т.н., доцент О.Г. Волокитин

Методические указания к выполнению практических занятий по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» для студентов профилей: 27080005 «Теплогазоснабжение и вентиляция»; 27080007 «Механизация и автоматизация строительства»; 19010007 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование»; 19060001 «Автомобили и автомобильное хозяйство»; 19060002 «Автомобильный сервис»; 1510007 «Машины и оборудование лесного комплекса»; 25040001 «Технология деревообработки» очной и заочной форм обучения.

Печатается по решению методического семинара кафедры прикладной механики и материаловедения № 29 от 18.05.2015г.

с 01.09.2015
до 01.09.2020

Оригинал-макет подготовлен авторами.

Подписано в печать 26.05.2015.

Формат 60 84. Бумага офсет. Гарнитура Таймс.

Уч.-изд.л. 2,05. Тираж 50 экз. Заказ №

Изд-во ТГАСУ, 634003, г. Томск, пл. Соляная, 2.

Отпечатано с оригинал-макета в ООП ТГАСУ.

634003, г. Томск, ул. Партизанская, 15.

ВВЕДЕНИЕ

Методические указания к практическим занятиям предназначены для студентов, обучающихся по профилям подготовки: 27080005 «Теплогазоснабжение и вентиляция»; 27080007 «Механизация и автоматизация строительства»; 19010007 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование»; 19060001 «Автомобили и автомобильное хозяйство»; 19060002 «Автомобильный сервис»; 1510007 «Машины и оборудование лесного комплекса»; 25040001 «Технология деревообработки» очной и заочной форм обучения.

В данных методических указаниях излагается необходимая теория, приводятся примеры решения задач к выполнению контрольных и самостоятельных работ.

В процессе выполнения формируются следующие профессиональные компетенции, предусмотренные Федеральным государственным общеобразовательным стандартом (ФГОС-3):

ОК-1 – Владение культурой мышления, способность к обобщению, анализу, восприятию информации, постановке цели и выбору путей ее достижения;

ОК-3 – Логически верно, аргументировано и ясно строить устную и письменную речь;

ОК-7 – Умение использовать нормативные правовые документы в своей деятельности;

ОК-8 – Осознание социальной значимости своей будущей профессии, обладание высокой мотивацией к выполнению профессиональной деятельности;

ПК-1 – Способность использовать законы и методы математики, естественных, гуманитарных и экономических наук при решении профессиональных задач;

ПК-3 – Владение основными законами геометрического формирования, построения и взаимного пересечения моделей плоскости и пространства, необходимыми для выполнения и чтения чертежей зданий, сооружений, конструкций, составления конструкторской документации и деталей;

ПК-4 – Владение основными методами, способами и средствами получения, хранения, переработки информации, работать с компьютером как средством управления информацией;

ПК-5 – Составлять и оформлять научно-техническую и служебную документацию;

ПК-6 – Способность осуществлять информационный поиск по отдельным агрегатам и системам объектов исследования;

ПК-22 – Выполнять отдельные элементы проектов на стадиях эскизного, технического и рабочего проектирования;

ПК-23 – Использовать стандартные программные средства при проектировании;

ПК-24 – Составлять в соответствии с установленными требованиями типовые проектные, технологические и рабочие документы.

Методические указания помогут студентам при самостоятельном разборе приведенных решений и выполнении необходимых задач.

1. ОСНОВНЫЕ КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Подшипник: опора или направляющая, которая определяет положение движущейся части относительно других частей механизма (ГОСТ ИСО 4378-1-2001).

Подшипник качения: подшипник, работающий по принципу трения качения (ГОСТ 520-89 (ИСО 492-86, ИСО 199-79, СТ СЭВ 774-85,

<http://www.gosthelp.ru/text/GOST52089Podshipnikikache.html>).

К подшипникам качения машин и механизмов предъявляется ряд требований, среди которых следует отметить: обеспечение необходимой долговечности, жесткости, бесшумности и незначительного сопротивления вращению.

Основными причинами утраты работоспособности подшипников являются:

- усталостное выкрашивание поверхностей тел качения или беговых дорожек колец;
- абразивный износ;
- разрушение сепараторов;
- раскалывание колец и тел качения;
- образование недопустимых пластических деформаций на беговых дорожках и телах качения.

Подшипник считается вышедшим из строя, если он перестает удовлетворять одному или нескольким из перечисленных требований.

Практика эксплуатации показывает, что в тех случаях, когда подшипник правильно смонтирован в узле, хорошо защищен от вредного влияния внешней среды, не подвергается воздействию высокой температуры, он, как правило, выходит из строя вследствие усталостного разрушения тел качения или колец. Признаками начала процесса усталостного

выкрашивания деталей подшипника являются повышение шумности, потеря точности вращения вала, возникновение вибраций.

Чем выше переменные контактные напряжения, возникающие на поверхности тел качения и беговых дорожках колец подшипника, тем раньше начинается процесс их усталостного разрушения. Для уменьшения контактных напряжений ограничивают нагрузку на подшипники, добиваются повышения точности их изготовления, устраняют радиальные зазоры, вызывающие повышенную неравномерность распределения нагрузки по телам качения.

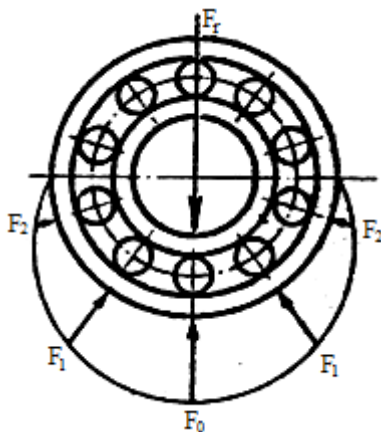


Рис. 1. Распределение нагрузки между телами качения и кольцами подшипника

При высокой точности изготовления подшипника и отсутствия радиального зазора между телами качения и кольцами подшипника распределение нагрузки по шарикам (роликам) будет косинусоидальным (рис. 1). Если же после сборки в подшипнике имеется радиальный зазор, то внешнюю нагрузку воспринимает меньшее число тел качения и нагрузка,

приходящаяся на наиболее нагруженное тело качения, возрастает. Долговечность такого подшипника снижается.

Определить расчетным путем нагруженность тел качения с учетом возможных отклонений в размерах деталей подшипника, наличия зазоров и других случайных факторов, трудно поддающихся учету, весьма сложно, особенно если наряду с радиальными на подшипник действуют еще и осевые силы, способные существенно перераспределить нагрузку по телам качения. В связи с этим практически невозможно расчетным путем однозначно установить соответствие между действующей на подшипник нагрузкой и его долговечностью. Это соответствие устанавливают на основе экспериментальных исследований.

В настоящее время для подшипников, выпускаемых промышленностью, такие испытания проведены и установлена связь между действующими на подшипник нагрузками и его долговечностью. Это обстоятельство исключает необходимость при проектировании машин производить расчет нагруженности деталей подшипников качения. Подшипники не рассчитываются в прямом понимании этого слова, как например, валы, болты, а подбираются из числа стандартных, пользуясь стандартными методиками, разработанными для случаев вращающихся и невращающихся подшипников[1, 2].

В первом случае расчет ведут по динамической грузоподъемности (из условий отсутствия усталостных повреждений в течение расчетного срока службы), а во втором – по статической грузоподъемности (из условий предупреждения пластической деформации).

2. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

Под динамической грузоподъемностью C радиальных и радиально-упорных подшипников понимают постоянную радиальную нагрузку, которую группа идентичных подшипников может выдержать в течение расчетного срока службы, исчисляемого в 1 млн. оборотов внутреннего кольца подшипника, без появления признаков усталостного выкрашивания тел качения или беговых дорожек колец.

Следует обратить внимание на то, что именно группа, а не каждый из группы идентичных подшипников может в течение расчетного срока службы выдержать без следов усталостного разрушения радиальную нагрузку, численно равную динамической грузоподъемности. Отдельные подшипники вследствие значительного рассеивания их ресурса могут выйти из строя раньше расчетного срока службы.

В соответствии с существующими нормами группа идентичных подшипников считается способной выдержать заданную нагрузку, если не более 10 % из них выйдут из строя в течение расчетного срока службы. Практически это означает, что около 10 % подобранных по существующим нормам подшипников могут простоять в машине меньше требуемого (расчетного) срока службы. Средний же ресурс остальных подшипников, как показывает практика, в 3-5 раз превышает расчетный, а максимальный ресурс отдельных подшипников еще в несколько раз превышает средний.

На основе экспериментальных исследований установлена следующая зависимость (рис. 2) между нагрузкой P подшипника и его ресурсом (долговечностью) L :

$$P^p L = \text{const},$$

где p – показатель кривой выносливости ($p = 3$ для шариковых подшипников и $p = 10/3 \approx 3,33$ для роликовых).

Принимая ресурс подшипников $L = 1$ млн. оборотов находят динамическую грузоподъемность C (рис. 2).

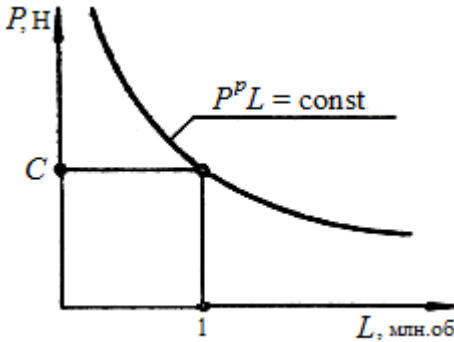


Рис. 2. График зависимости между нагрузкой P подшипника и его ресурсом L

Связь динамической грузоподъемности подшипника с его ресурсом можно установить, исходя из уравнения кривой выносливости:

$$P^p L = C^p 1,$$

откуда

$$C = P \sqrt[p]{L}, \tag{1}$$

или

$$C = P \sqrt[p]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}}, \tag{2}$$

где L_h – ресурс подшипника, выраженный в часах,

$$L_h = L \cdot 10^6 / (60 \cdot n);$$

где n – частота вращения одного из колец подшипника, об/мин (если $1 < n < 10$, следует принять $n = 10$).

Значение динамической грузоподъемности C , Н; для каждого типоразмера подшипника приводится в каталогах [3, 4].

Из уравнения кривой выносливости также следует, что ресурс подшипника:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p, \quad (3)$$

или

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^p. \quad (4)$$

В формулах 1-4 под P понимают приведенную нагрузку, определяемую следующим образом.

Радиальные и радиально-упорные подшипники в процессе работы могут быть нагружены помимо радиальной F_r еще и осевой F_a нагрузкой. В расчетные зависимости (1) и (3) входят величины радиальных нагрузок. Поэтому совокупность действующих на подшипник радиальных и осевых нагрузок предварительно приводят к одной радиальной нагрузке, называемой приведенной.

Под приведенной понимают некоторую условную радиальную нагрузку, постоянную по величине, при которой ресурс подшипников оказывается таким же, как и при фактически действующих радиальной и осевой нагрузках.

Приведенная нагрузка для радиальных и радиально-упорных подшипников вычисляется по следующей формуле:

$$P = (X V F_r + Y F_a) K_B K_T, \quad (5)$$

где X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок соответственно (табл. 1);

F_r и F_a – радиальная и осевая нагрузки подшипника, Н;

V – коэффициент вращения ($V = 1$ при вращении внутреннего кольца подшипника относительно вектора силы; $V = 1,2$ при вращении наружного кольца подшипника относительно вектора силы);

K_B – коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамичности нагрузки на долговечность подшипника (табл. 2);

K_T – температурный коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника (табл. 3).

Таблица 1

Значения коэффициентов радиальной X и осевой Y нагрузок

Тип подшипника	Угол контакта, α	Относительная осевая нагрузка, $\frac{F_{ai}}{C_0}$	e	Однорядные подшипники			
				$\frac{F_{ai}}{V \cdot F_{ri}} \leq e$		$\frac{F_{ai}}{V \cdot F_{ri}} > e$	
				X	Y	X	Y
1	2	3	4	5	6	7	8
Шариковые радиальные	0^0	0,014	0,19	1	0	0,56	2,30
		0,028	0,22				1,99
		0,056	0,26				1,71
		0,084	0,28				1,55
		0,110	0,30				1,45

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8
		0,170	0,34				1,31
		0,280	0,38				1,15
		0,420	0,42				1,04
		0,560	0,44				1,00
Шарико- вые ради- ально- упорные	12 ⁰	0,014	0,30	1	0	0,45	1,81
		0,029	0,34				1,62
		0,057	0,37				1,46
		0,086	0,41				1,34
		0,110	0,45				1,22
		0,170	0,48				1,13
		0,290	0,52				1,04
		0,430	0,54				1,01
		0,570	0,55				1,00

1	2	3	4	5	6	7	8
	18 ⁰ - 20 ⁰	-	0,57			0,43	1,00
	24 ⁰ - 26 ⁰	-	0,68			0,41	0,87
	30 ⁰	-	0,80			0,39	0,76
	35 ⁰ , 36 ⁰	-	0,95			0,37	0,66
	40 ⁰	-	1,14			0,35	0,57
Роли- ковые кони- ческие	-	-	1,5 tgα	1	0	0,40	0,4 ctgα

Примечания:

1. Для радиальных шариковых подшипников параметр осевого нагружения $e = 0,518 (F_{ai} / C_0)^{0,24} \geq 0,19$, для радиально-упорных шариковых подшипников с номинальным углом контакта $\alpha = 12^0$ $e = 0,631 (F_{ai} / C_0)^{0,175} \geq 0,3$.

2. Величину Y для промежуточных значений относительно осевой нагрузки или для угла контакта α определяют линейной интерполяцией.

Определение приведенной нагрузки по формуле (5) имеет ряд особенностей. Эти особенности состоят, прежде всего, в нахождении величин радиальной F_r и осевой F_a нагрузок, а также коэффициентов X и Y , входящих в формулу (5).

Рассмотрим их применительно к радиально-упорным подшипникам, поскольку радиальные подшипники являются частным случаем радиально-упорных (номинальный угол контакта $\alpha = 0$).

Характерным для радиально-упорных подшипников является то, что под действием только радиальных нагрузок на каждом из нагруженных тел качения возникают осевые составляющие S_i , равные $F_{ri} \operatorname{tg} \alpha$ (рис. 3).

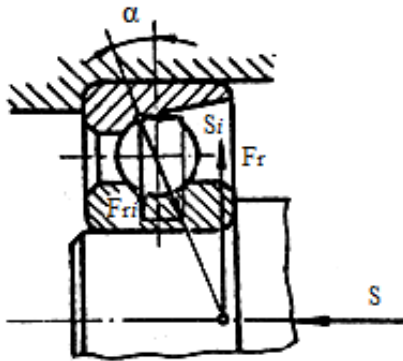


Рис.3.

Суммируя силы S_i по всем телам качения, можно найти полную осевую силу S , возникающую в радиально-упорном подшипнике от действия радиальной нагрузки F_r .

При отсутствии осевого зазора и натяга подшипников осевая сила для радиально-упорных подшипников определяется по формуле:

$$S = e F_r,$$

а для радиально-упорных роликовых подшипников (при тех же условиях) определяется по формуле:

$$S = 0,83 e F_r,$$

где e – параметр осевого нагружения, приводимый в справочной литературе [3, 4] и в таблице 1.

Некоторое различие в приведенных расчетных формулах (коэффициент 0,83) связано с разным законом распределения нагрузки по телам качения шариковых и роликовых радиально-упорных подшипников.

Таблица 2

Значение коэффициентов безопасности K_B

Характер нагрузки на подшипник	K_B	Примеры использования
Спокойная нагрузка (без толчков)	1,0	Маломощные кинематические редукторы
Легкие толчки, кратковременные перегрузки (до 125% от номинальной нагрузки)	1,0 -1,2	Прецизионные (точные) зубчатые передачи
Умеренные толчки, вибрационная нагрузка, кратковременная перегрузка (до 150% от номинальной нагрузки)	1,3 -1,8	Зубчатые передачи 7-й и 8-й степени точности; редукторы всех конструкций
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией, кратковременная перегрузка (до 200% от номинальной нагрузки)	1,8 -2,5	Зубчатые передачи 9-й степени точности

Под действием нагрузок угол контакта α может изменяться по сравнению с его номинальным значением, определяемым для ненагруженного состояния подшипника. В соответствии с этим может изменяться и параметр осевого нагружения e . Этим изменением можно пренебречь для всех типов радиально-упорных роликовых подшипников, а также шариковых с большим номинальным углом контакта $\alpha \geq 18^0$. Величина параметра осевого нагружения e при расчете таких подшипников принимается постоянной независимо от величины действующих на них нагрузок.

Для шариковых радиально-упорных подшипников с номинальным углом контакта $\alpha < 18^0$, являющихся сравнительно менее жесткими в осевом направлении, приходится учитывать изменение параметра e и уточняя его на каждом последующем шаге итерации. Число таких шагов тем меньше, чем ближе к истинному значению принято первое приближение $e^{(1)}$ искомой величины e .

Таблица 3

Значение температурного коэффициента K_T

Рабочая температура подшипника, град.	До 125	125	150	200	250
K_T	1,0	1,05	1,10	1,25	1,40

Существуют различные рекомендации по выбору первого приближения параметра e . В работе [5] рекомендуется $e^{(1)}$ выбирать по величине отношения действующей на вал осевой нагрузки $F_a(A)$ к статической грузоподъемности

рассчитываемого подшипника C_0 , используя при этом зависимость e от F_a / C_0 (табл. 1).

Найденное по величине отношение F_a / C_0 и значение параметра $e = e^{(1)}$ используют для определения сил $S^{(1)}$ каждого из подшипников. Далее описанным ниже методом находят результирующие осевые силы подшипников F_{ai} , зависящее от $S^{(1)}$, а по ним снова определяют отношение F_a / C_0 , по которому находят новое значение параметра $e = e^{(1)}$ и т.д. Процесс повторяют до тех пор, пока не выполнится условие:

$$e^{i+1} = e^I,$$

где i – номер шага итерации ($i = 1, 2, 3, \dots$).

Обычно итерационный процесс сходится на четвертом-пятом шаге. Значительно быстрее величину e можно найти, если первое приближение этой величины $e^{(1)}$ определить из предположения, что осевая нагрузка F_{ai} каждого из подшипников обусловлена лишь его радиальной силой F_{ri} , т.е. если принять

$$F_{ai} = S_i = e^{(1)} F_{ri}.$$

Соответствующая этому случаю величина $e^{(1)}$ может быть найдена с помощью зависимости:

$$e = f(F_{ri} / C_0).$$

Применительно к подшипникам типа 36000 ($\alpha = 12^0$), которые являются представителем радиально-упорных шариковых подшипников с номинальным углом контакта $\alpha < 18^0$, эта зависимость имеет следующий вид:

$$e = 0,574 \left(\frac{F_{ri}}{C_0} \right)^{0,125}. \quad (6)$$

График зависимости между e от $F_{r i} / C_0$ представлен на рисунке 4.

Если по формуле (6) или по графику (рисунок 4) найти значение $e = e^{(1)}$ и вычислить по нему величины осевых сил F_{ai} , то они будут окончательными, т.е. не зависящими от последующих итераций. Потребуется только уточнить на втором шаге параметр осевого нагружения $e (e = e^{(2)})$ для определения коэффициентов X и Y , входящих в формулу (5). Причем уточнения следует производить для того из подшипников, для которого найденное значение F_{ai} окажется больше чем S_i , т.е. $F_{ai} > S_i$ (см. пример 1).

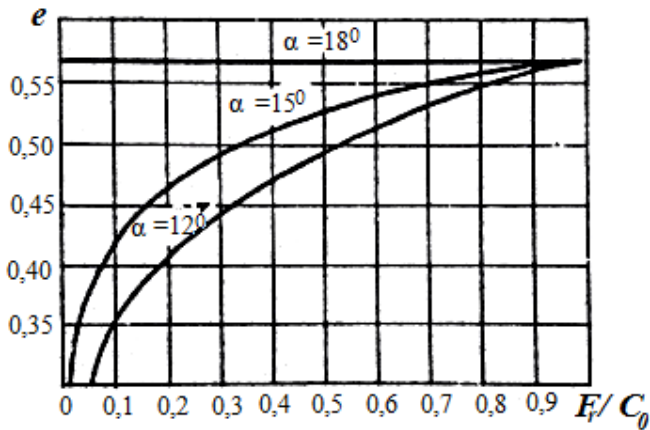


Рис. 4. График зависимости между e и $F_{r i} / C_0$

Существует одно ограничение, которое накладывается на величину e для подшипников типа 36000, т.е. $e \geq 0,3$. Это связано с тем, что угол контакта α для подшипников указанного типа, установленных без осевого люфта, не может быть меньше 12° . Это означает, что в случае, если при расчете

по формуле (6) величина e окажется меньше 0,3, то следует принять $e = 0,3$.

Осевые составляющие S_i необходимо учитывать наряду с другими внешними осевыми силами, действующими на подшипник, при определении полной осевой нагрузки подшипника F_{ai} . Способ определения этих нагрузок состоит в следующем:

1. Сначала из условия равновесия вала определяют радиальные реакции опор F_{r1} и F_{r2} . При этом учитывают, что радиальные реакции считаются приложенными к валу в точках пересечения нормалей, проведенных к серединам контактных площадок с осью вращения колец.

2. Расстояние a между точкой пересечения нормали с осью вращения колец и торцом подшипника определяют через известные размеры подшипника d , D , B по следующим формулам.

Для однорядных радиально-упорных шариковых подшипников

$$a = 0,5 \left(B + \frac{d+D}{2} \operatorname{tg} \alpha \right), \quad (7)$$

Для однорядных конических роликовых подшипников

$$a = \frac{T}{2} + \frac{d+D}{6}. \quad (8)$$

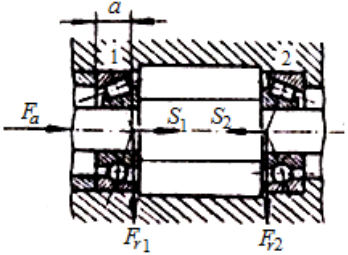
После определения радиальных реакций F_{ri} , а также осевых сил S_i , вызванных радиальными реакциями, необходимо найти осевые нагрузки F_{ai} , действующие на подшипники. Эти нагрузки могут быть определены по формулам в таблице 4, в зависимости от схемы установки подшипников и направления действия внешней осевой нагрузки F_a .

Выяснив методы определения нагрузок F_{ri} и F_{ai} , действующих на подшипник, отметим особенности определения коэффициентов X и Y , входящих в формулу (5).

Эти коэффициенты находят, используя таблицу 1, в зависимости от отношения F_{ai} / VF_{ri} . В тех случаях, когда это отношение оказывается меньше или равно величине e , указанной в таблице, принимают $X = 1$ и $Y = 0$, т.е. ведут расчет как бы на действие одной радиальной нагрузки.

Таблица 4

Схема действия сил и формулы для определения осевой нагрузки

Схема установки подшипников	Случай нагружения	Условия нагружения	Общая осевая нагрузка	
			в опоре 1	в опоре 2
	1	$S_1 \geq S_2$ $F_a \geq 0$	$F_{a1} = S_1$	$F_{a2} = S_1 + F_a$
	2	$S_1 < S_2$ $F_a \geq S_1 - S_2$		
	3	$S_1 \leq S_2$ $F_a \leq S_1 - S_2$	$F_{a1} = S_2 - F_a$	$F_{a2} = S_2$

	1	$S_1 < S_2$ $F_a > 0$		
	2	$S_1 > S_2$ $F_a \geq S_1 - S_2$	$F_{a1} = S_2 + F_a$	$F_{a2} = S_2$
	3	$S_1 > S_2$ $F_a < S_1 - S_2$	$F_{a1} = S_1$	$F_{a2} = S_1 - F_a$

Для радиальных подшипников это обусловлено следующим обстоятельством. При отсутствии осевой нагрузки F_a из-за радиального зазора в подшипнике имеет место повышенная неравномерность нагружения тел качения. С появлением осевой нагрузки при постоянной радиальной происходит выборка зазоров, все большее число тел качения вступают в работу и начинают воспринимать радиальную нагрузку. До некоторого значения $F_{ai} / V F_{ri} \leq e$ это не приводит к увеличению нагрузки, действующей на наиболее нагруженное тело качения, в связи с чем при определении приведенной нагрузки не учитывают осевые силы $F_{ai} \leq e V F_{ri}$.

Для радиально-упорных подшипников осевые нагрузки, не превосходящие величины $e \leq V F_{ri}$, не учитывают, т.е. принимают $X = 1$ и $Y = 0$, в связи с тем, что динамическая грузоподъемность этих подшипников приводится в каталогах уже с учетом указанных осевых нагрузок.

В тех случаях, когда $F_{ai} / VF_{ri} > e$, осевые нагрузки следует учитывать. Соответствующие значения коэффициентов X и Y находят из табл. 1, в зависимости от типа подшипника.

Конструирование и расчет подшипникового узла обычно начинают с выбора типа подшипника (табл. 5). При этом учитывают:

- частоту вращения вала;
- требуемую долговечность подшипника;
- размеры подшипника (посадочный диаметр вала и диаметр отверстия в корпусе);
- требования к подшипнику (например, требования к самоустанавливаемости с целью компенсации перекосов, способность обеспечить перемещение вала в осевом направлении);
- стоимость подшипника.

Рекомендации по учету этих факторов при выборе подшипника приводятся в [4, 6, 7]. Следует обратить внимание на то, что при выборе подшипника, где это допустимо, отдавать предпочтение шарикоподшипникам по сравнению с более дорогостоящими роликоподшипниками (табл. 6), а также использовать радиальные подшипники вместо радиально-упорных. Подшипники класса точности 0 вместо повышенных и высоких классов точности (табл. 7).

Таблица 5

Рекомендации по выбору шариковых подшипников

$\frac{F_a}{F_r}$	Конструктивное обозначение и угол контакта	Осевая составляющая радиальной нагрузки S_i в долях от F_{ri}	Примечание
0,35	0000; $\alpha = 0^0$	—	В случае возможности использования легкой серии получают оптимальные результаты по предельной быстроходности
0,35...0,8	36000; $\alpha = 12^0$	0,3 F_{ri}	Допустимо использование особо легкой и сверхлегкой серии
0,81...1,2	46000; $\alpha = 26^0$	0,6 F_{ri}	При весьма высоких скоростях легкая серия предпочтительнее
Св. 1,2	66000; $\alpha = 36^0$	0,9 F_{ri}	Для высоких скоростей подшипник с данным углом контакта непригоден

Таблица 6

Сравнительные характеристики подшипников

Тип подшипника	Относительная грузоподъемность	Относительная быстроходность	Относительная стоимость
Шарикоподшипник радиальный, однорядный	1,0	1,0	1,0
Шарикоподшипник радиально-упорный	1,2	1,0	1,8
Шарикоподшипник упорный, однорядный	–	0,3	1,1
Шарикоподшипник двухрядный, сферический	0,8	0,9	1,15
Роликоподшипник с короткими цилиндрическими роликами	1,5	1,0	1,2
Роликоподшипник конический, однорядный	1,7	0,7	1,3
Роликоподшипник двухрядный, сферический	2,5	0,7	3,0

Таблица 7

Относительная стоимость подшипников в зависимости от класса точности

Класс точности	0	6	5	4	2
Относительная стоимость	1	1,3	2	4	10

В расчетном отношении все подшипники условно можно подразделять на две категории. К первой из них относятся такие типы подшипников, для которых коэффициенты X , Y и e , входящие в расчетные формулы, могут быть определены без конкретизации типоразмера подшипника (значение C_0 не требуется). К ним, например, относятся однорядные радиально-упорные шариковые подшипники с номинальными углами контакта $\alpha = 26^\circ$ и $\alpha = 36^\circ$ (типы 46000 и 66000), а также все радиально-упорные роликовые подшипники.

Ко второй категории относятся такие подшипники, для которых коэффициенты X , Y и e нельзя определить, не задавшись предварительно типоразмером подшипника (требуется знание статической грузоподъемности подшипника C_0). Это шариковые радиальные, а также радиально-упорные подшипники с номинальным углом контакта $\alpha = 12^\circ$ (тип 36000).

Расчет подшипников первой категории рекомендуется проводить в следующей последовательности:

- 1) намечают тип подшипника с учетом условий эксплуатации и конструкции опоры;
- 2) подсчитывают по формуле (5) величину приведенной нагрузки P ;
- 3) определяют по формулам (1) или (2) требуемую динамическую грузоподъемность подшипника;
- 4) подбирают по каталогу подшипник с динамической грузоподъемностью, равной или больше требуемой;
- 5) уточняют долговечность подшипника по формулам (3) или (4).

Расчет подшипников второй категории рекомендуется проводить в следующей последовательности:

- 1) намечают тип подшипника с учетом условий эксплуатации и конструкции опоры, а также задаются конкретными размерами подшипника (выбирают по каталогу), например на основе предварительного расчета и конструирования вала;

2) подсчитывают по формуле (5) значение приведенной нагрузки P ;

3) определяют по формулам (3) или (4) долговечность выбранного подшипника и сравнивают ее с требуемой. В случае, если расчетная долговечность оказывается меньше требуемой ($L < L_{mp}$ или $L_h < L_{h mp}$), то задаются подшипником более тяжелой серии, с большим наружным диаметром, или выбирают другой тип подшипника, обладающего большей нагрузочной способностью при равных посадочных диаметрах, после чего повторяют расчет.

Когда расчетная долговечность оказывается существенно больше требуемой, проверяют возможность использования подшипника более легкой серии или с меньшим посадочным диаметром.

Этот алгоритм применим также для подшипников первой категории, если типоразмер подшипника предварительно выбран из конструктивных соображений и требуется произвести его проверочный расчет.

3. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПО СТАТИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

Подшипники качения некоторых устройств, например, подшипники крюков подъемно-транспортных машин и нажимных устройств прокатных станков, работают в условиях, когда кольца подшипника не вращаются с малой частотой.

Такие подшипники рассчитываются (выбираются) по статистической грузоподъемности. Под статистической грузоподъемностью C_0 радиальных и радиально-упорных подшипников понимают такую радиальную нагрузку, которой соответствует общая остаточная деформация тел качения и колец в наиболее нагруженной зоне контакта, равная $0,0001$ диаметра тела качения. Значения C_0 указываются в каталогах.

При выборе подшипника должно выполняться условие

$$P_0 \leq C_0, \quad (9)$$

где P_0 – приведенная статическая нагрузка, Н.

При совместном действии на подшипник радиальной F_r и осевой F_a нагрузок приведенная нагрузка определяется как большая из расчетов по следующим формулам:

$$\begin{aligned} P_0 &= X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a, \\ P_0 &= F_r, \end{aligned} \quad (10)$$

где X_0 и Y_0 – коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок соответственно (табл. 25 [5]).

4. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ НАГРУЖЕНИЯ

Для подшипниковых узлов коробок скоростей, механизмов лебедок и других, в которых нагрузки и частота вращения изменяются во времени по величине, подшипники подбираются по эквивалентной нагрузке и суммарному числу оборотов. Под эквивалентной понимают условную нагрузку, которая обеспечивает ту же долговечность, что и весь комплекс действующих переменных нагрузок.

Величину эквивалентной нагрузки определяют, пользуясь зависимостью

$$P_E = P_H \cdot \sqrt[p]{\sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T_H} \right)^p} \cdot \frac{t_i}{t} = P_H \cdot \sqrt[p]{\sum_{i=1}^k \beta_i^p \cdot \alpha_i} \quad (11)$$

где P_H – номинальная нагрузка, подсчитываемая по формуле (5) при условии, что величина радиальной F_r и осевой F_a нагрузок определяются при значениях крутящего момента, равного номинальному, т.е. $T = T_H$;

p – показатель кривой выносливости;

$$\beta_i = \frac{T_i}{T_H}, \quad \alpha_i = \frac{t_i}{t}, \quad \alpha_i = \frac{L_{hi}}{L_h}.$$

Долговечность подшипника определяют по формулам (3) или (4), полагая $P = P_E$.

5. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАНИЙ

ПРИМЕР № 1

Подобрать подшипники для вала редуктора (рис. 5). Диаметр делительной окружности шестерни $d_1 = 66,66$ мм, окружное усилие $F_t = 3750$ Н, радиальное усилие $F_r = 1400$ Н, осевое усилие $F_a = 830$ Н. Расстояние между торцами подшипников $l = 160$ мм. Шестерня расположена симметрично относительно опор. Диаметр цапф вала $d = 40$ мм. Частота вращения вала $n = 974$ об / мин. Требуемый ресурс подшипников $L_{h\text{ } mp} = 12000$ ч. Рабочая температура подшипников менее 80 °С. При работе возможны кратковременные перегрузки (до 150 % от номинальной нагрузки).

РЕШЕНИЕ

Выбираем шариковые радиально-упорные подшипники типа 36000 с углом $\alpha = 12^0$. Поскольку для подшипников этого типа нельзя определить коэффициенты X , Y и e , не зная значения

C_0 (табл. 1), задаемся конкретным размером подшипника. Из каталога предварительно выбираем подшипник № 36208 с параметрами $d = 40$ мм, $D = 80$ мм, $B = 18$ мм, $C = 38000$ Н, $C_0 = 23200$ Н.

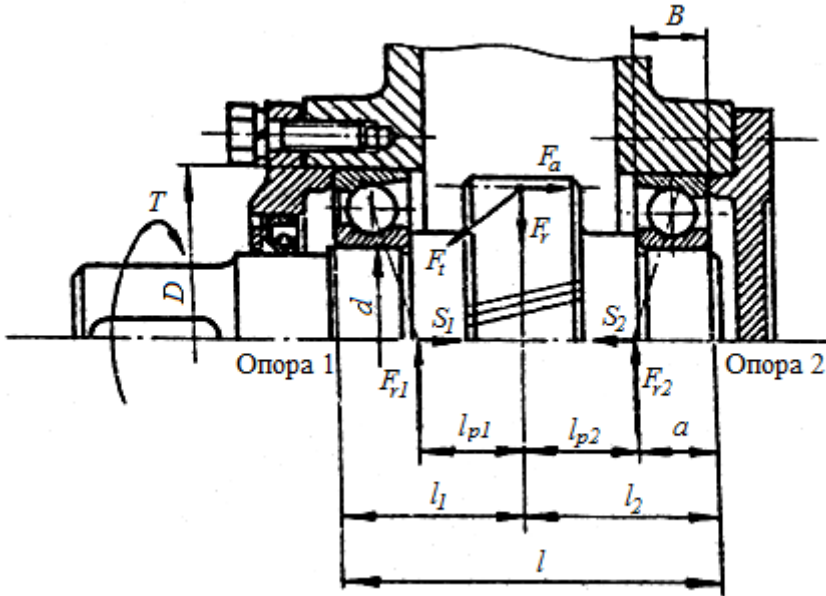


Рис.4.

Для определения реакций опор 1 и 2 найдем точки приложения радиальной реакции от торца подшипника

$$a = 0,5 \cdot \left(B + \frac{d + D}{2} \operatorname{tg} \alpha \right) = 0,5 \cdot \left(18 + \frac{40 + 80}{2} \cdot \operatorname{tg} 12^\circ \right) = 15,4 \text{ мм.} \quad (7)$$

Тогда размеры рассчитываются

$$l_1 = l_2 = l / 2 = 160 / 2 = 80 \text{ мм,}$$

$$l_{p1} = l_{p2} = l_1 - a = 80 - 15,4 = 64,4 \text{ мм.}$$

Из условия имеем

$$F_{r1}^B = 486 \text{ Н, } F_{r2}^B = 914 \text{ Н, } F_{r1}^T = F_{r2}^T = 1875 \text{ Н}$$

Полные радиальные реакции опор

$$F_{r1} = \sqrt{(F_{r1}^B)^2 + (F_{r1}^T)^2} = \sqrt{486^2 + 1875^2} = 1937 \text{ Н,}$$

$$F_{r2} = \sqrt{(F_{r2}^B)^2 + (F_{r2}^T)^2} = \sqrt{914^2 + 1875^2} = 2086 \text{ Н.}$$

По формуле 6 находим предварительные значения параметров осевого нагружения

$$e_1^{(1)} = 0,574 \cdot \left(\frac{F_{ri}}{C_0} \right)^{0,125} = 0,574 \cdot \left(\frac{1937}{23200} \right)^{0,125} = 0,336,$$

$$e_2^{(1)} = 0,574 \cdot \left(\frac{F_{ri}}{C_0} \right)^{0,125} = 0,574 \cdot \left(\frac{2086}{23200} \right)^{0,125} = 0,342.$$

Осевые составляющие, возникающие от радиальных нагрузок:

$$S_1 = e_1^{(1)} \cdot F_{r1} = 0,336 \cdot 1937 = 651 \text{ Н,}$$

$$S_2 = e_2^{(1)} \cdot F_{r2} = 0,342 \cdot 2086 = 713 \text{ Н.}$$

Суммарные осевые нагрузки, действующие на подшипники 1 и 2, определим по табл. 4 в зависимости от условий нагружения. Так как $S_1 < S_2$, а $F_a > S_1 - S_2$, то $F_{a1} = S_1 = 561 \text{ Н}$, $F_{a2} = S_1 + F_a = 651 + 830 = 1481 \text{ Н}$.

Поскольку $F_{a1} = S_1$, то окончательно $e = e_1^{(1)} = 0,336$.

Для подшипника второй опоры по табл. 1 находим

$$e_2 = 0,631 \left(\frac{F_{a1}}{C_0} \right)^{0,175} = 0,631 \left(\frac{1481}{23200} \right)^{0,175} = 0,389.$$

Поскольку

$$\frac{F_{a1}}{V \cdot F_{r1}} = \frac{651}{1 \cdot 1937} = 0,336 = e_1$$

и

$$\frac{F_{a2}}{V \cdot F_{r2}} = \frac{1481}{1 \cdot 2086} = 0,71 \rangle e_2 = 0,389.$$

Находим по табл. 1:

$$X_1 = 1, Y_1 = 0; X_2 = 0,45, Y_2 = 1,56.$$

Для рассматриваемого случая $V = 1$, $K_B = 1,3$ (табл. 2),
 $K_T = 1$ (табл. 3).

Приведенная нагрузка подшипника 1:

$$P_1 = (X_1 \cdot V \cdot F_{r1} + Y_1 \cdot F_{a1}) \cdot K_B \cdot K_T = \\ = (1 \cdot 1 \cdot 1937 + 0 \cdot 651) \cdot 1,31 \cdot 1 = 2518 \text{ Н}$$

Приведенная нагрузка подшипника 2:

$$P_2 = (X_2 \cdot V \cdot F_{r2} + Y_2 \cdot F_{a2}) \cdot K_B \cdot K_T = \\ = (0,45 \cdot 1 \cdot 2086 + 1,56 \cdot 1481) \cdot 1,31 \cdot 1 = 4224 \text{ Н}$$

Ресурс подшипника 1 в соответствии с формулой (4)

$$L_{h1} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P_1} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 974} \left(\frac{38000}{2518} \right)^3 = 58806 \text{ ч.}$$

Ресурс подшипника 2

$$L_{h2} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P_2} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 974} \left(\frac{38000}{4224} \right)^3 = 12458 \text{ ч.}$$

Так как $L_{h1} > L_{h2} > L_{h\text{ mp}} = 12000$ ч, то подшипники удовлетворяют поставленным требованиям.

ПРИМЕР № 2

Подобрать подшипники для вала, установленного по схеме на рис. 5. Радиальные нагрузки, действующие на подшипники: $F_{r1} = 1780$ Н и $F_{r2} = 3620$ Н. Внешняя осевая нагрузка $F_a = 1200$ Н. Диаметр цапф вала не менее 40 мм, $d = 40$ мм. Частота вращения вала $n = 1300$ об / мин. Требуемый ресурс подшипников $L_{h\text{ mp}} = 12000$ ч, $V = 1$, $K_B = 1,4$, $K_T = 1$.

РЕШЕНИЕ

При выборе подшипников будем ориентироваться на шариковые радиально-упорные подшипники типа 46000 с углом контакта $\alpha = 26^\circ$. Поскольку для подшипников этого типа коэффициенты X , Y и e , не зависят от значения C_0 (табл. 1), то конкретные размеры подшипника могут быть определены из расчета.

Осевые составляющие от радиальных нагрузок:

$$S_1 = e \cdot F_{r1} = 0,68 \cdot 1780 = 1210 \text{ Н,}$$

$$S_2 = e \cdot F_{r2} = 0,68 \cdot 3620 = 2460 \text{ Н,}$$

где $e = 0,68$ найдено по табл. 1.

Найдем осевые нагрузки, действующие на подшипники, используя данные табл.4. Так как $S_1 < S_2$, а

$$F_a = 1200 < S_2 - S_1 = 2460 - 1210 = 1250 \text{ Н, то}$$

$$F_{a1} = S_2 - F_a = 2460 - 1210 = 1260 \text{ Н, } F_{a2} = S_2 = 2460 \text{ Н.}$$

Для подшипника 1 определяем:

$$\frac{F_{a1}}{V \cdot F_{r1}} = \frac{1260}{1 \cdot 1780} = 0,708 \rangle e = 0,68,$$

Находим по табл. 1:

$$X_1 = 0,41, Y_1 = 0,87.$$

Для подшипника 1 определяем:

$$\frac{F_{a2}}{V \cdot F_{r2}} = \frac{2460}{1 \cdot 3620} = 0,68 = e$$

Находим по табл. 1:

$$X_2 = 1, Y_2 = 0.$$

Приведенная нагрузка подшипника 1:

$$P_1 = (X_1 \cdot V \cdot F_{r1} + Y_1 \cdot F_{a1}) \cdot K_B \cdot K_T = \\ = (0,41 \cdot 1 \cdot 1780 + 0,87 \cdot 1260) \cdot 1,4 \cdot 1 = 2560 \text{ Н}$$

Приведенная нагрузка подшипника 2:

$$P_2 = (X_2 \cdot V \cdot F_{r2} + Y_2 \cdot F_{a2}) \cdot K_B \cdot K_T = \\ = (1 \cdot 1 \cdot 3620 + 0 \cdot 2460) \cdot 1,4 \cdot 1 = 5070 \text{ Н}$$

В дальнейшем ведем расчет подшипника 2 как наиболее нагруженного.

Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника:

$$C_{\text{тр}} = P_2 \cdot \sqrt[p]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} = 5070 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 1300 \cdot 12000}{10^6}} = 49594 \text{ Н.}$$

По каталогу выбираем подшипник № 46308 со следующими параметрами: $C = 50800 \text{ Н}$, $C_0 = 30100 \text{ Н}$, $d = 40 \text{ мм}$, $D = 90 \text{ мм}$, $B = 23 \text{ мм}$.

Определяем ресурс подшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P_2} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 1300} \left(\frac{50800}{5070} \right)^3 = 12896 \text{ ч}$$

$$L_h = 12896 \text{ ч} > L_{h \text{ мр}} = 12000 \text{ ч}$$

Следовательно, выбранный подшипник удовлетворяет условиям работы.

ПРИМЕР № 3

Подобрать подшипники для вала червяка (рис. 5). Радиальные нагрузки, действующие на подшипники: $F_{r1} = 900$ Н и $F_{r2} = 500$ Н. Внешняя осевая нагрузка $F_a = 2500$ Н. Частота вращения вала $n = 1000$ об / мин. Требуемый ресурс подшипников $L_{h\text{мп}} = 15000$ ч, $V = 1$, $K_B = 1,4$, $K_T = 1$. Диаметр цапфы вала для 1 подшипника не менее 35 мм, для 2 подшипника не менее 25 мм.

РЕШЕНИЕ

Так как внешняя осевая нагрузка F_a значительно больше радиальной нагрузки F_r подшипника 1, то будем ориентироваться на конические радиально-упорные подшипники. Расчет подшипников для опоры 1 будем проводить из предположения, что вся нагрузка воспринимается одним подшипником.

Задавшись ориентировочно углом контакта $\alpha = 14^\circ$, по отношению определяем

$$\frac{F_a}{V \cdot F_{r1}} = \frac{2500}{1 \cdot 900} = 2,78 \rangle e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha = 1,5 \operatorname{tg} 14^\circ = 0,374 .$$

Находим по табл. 1

$$X_1 = 0,4, Y_1 = 0,4 \operatorname{ctg} \alpha = 0,4 \operatorname{ctg} 14^\circ = 1,6$$

Приведенная нагрузка подшипника 1:

$$P_1 = (X_1 \cdot V \cdot F_{r1} + Y_1 \cdot F_{a1}) \cdot K_B \cdot K_T = \\ = (0,4 \cdot 1 \cdot 900 + 1,6 \cdot 2500) \cdot 1,4 \cdot 1 = 6100 \text{ Н.}$$

Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника:

$$C_{тр} = P_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} = 6100 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 1000 \cdot 1500}{10^6}} = 47042 \text{ Н.}$$

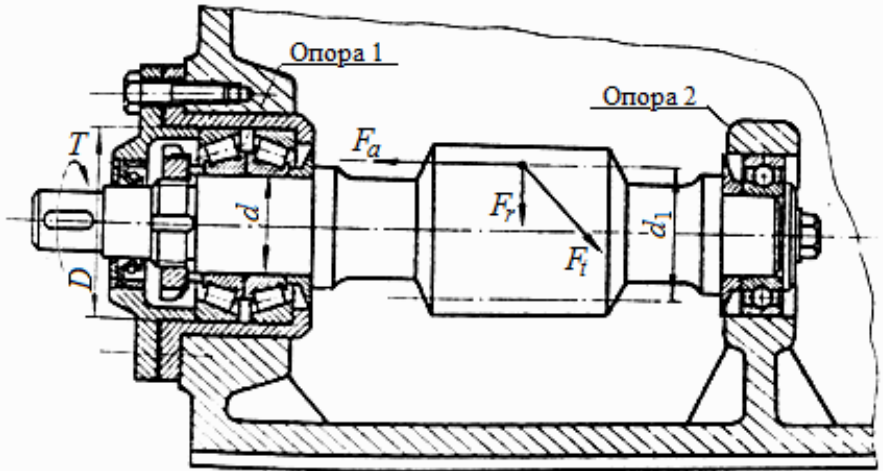


Рис.5.

По каталогу выбираем подшипник № 7208 с параметрами $d = 40$ мм, $D = 80$ мм, $T = 19,25$ мм, $C = 46500$ Н, $C_0 = 32500$ Н.

Расчетный ресурс подшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P_1} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 1000} \left(\frac{46500}{6100} \right)^3 = 14432 \text{ ч.}$$

Полученное значение меньше требуемого, но т.к.

$$\frac{L_{hmp} - L_h}{L_{hmp}} \cdot 100\% = \frac{15000 - 14432}{15000} \cdot 100\% = 3,7\% < 10\%,$$

то подшипник № 7208 может быть использован для установки в опоре № 1.

Опора № 2 выполнена плавающей (для компенсации температурного удлинения вала), а опора №1 – фиксированной. В этом случае $F_a = 0$, $X_2 = 0$, $Y_2 = 0$,

$$P_2 = X_2 \cdot V \cdot F_{r2} \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 1 \cdot 500 \cdot 1,4 \cdot 1 = 700 \text{ Н.}$$

Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника:

$$C_{тр} = P_2 \cdot \sqrt[p]{\frac{60 \cdot n \cdot L_{hmp}}{10^6}} = 700 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 1000 \cdot 15000}{10^6}} = 6758 \text{ Н.}$$

По каталогу выбираем подшипник № 105, имеющий диаметр отверстия под цапфу 25 мм и коэффициент динамической грузоподъемности $C = 11200 \text{ Н}$.

Расчетный ресурс подшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P_2} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 1000} \left(\frac{11200}{700} \right)^3 = 68266 \text{ ч,}$$

Полученное значение больше требуемой долговечности, следовательно, выбранный подшипник удовлетворяет условиям работы.

ПРИМЕР № 4

Подобрать подшипники для вала червяка по данным примера №3 (рис. 5), для нестационарного режима нагружения с параметрами:

$$\alpha_1 = \frac{L_{h1}}{L_h} = 0,5, \quad \alpha_2 = \frac{L_2}{L_h} = 0,3,$$

$$\alpha_3 = 1 - (\alpha_1 + \alpha_2) = 1 - (0,5 + 0,3) = 0,2,$$

$$\beta_1 = \frac{T_1}{T_H} = 1, \quad \beta_2 = \frac{T_2}{T_H} = 0,8, \quad \beta_3 = \frac{T_3}{T_H} = 0,7.$$

РЕШЕНИЕ

Эквивалентная нагрузка подшипника 1 в соответствии с формулой (11)

$$P_{E1} = P_1 \cdot \sqrt[p]{\sum_{i=1}^3 \beta_i \cdot \alpha_i} =$$

$$= 6100 \sqrt[3,33]{0,5 \cdot 1^{3,33} + 0,3 \cdot 0,8^{3,33} + 0,2 \cdot 0,7^{3,33}} = 5490 \text{ Н.}$$

Эквивалентная нагрузка подшипника 2

$$P_{E2} = 700 \sqrt[3]{0,5 \cdot 1^3 + 0,3 \cdot 0,8^3 + 0,2 \cdot 0,7^3} = 628 \text{ Н.}$$

Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника:

$$C_{\text{тр1}} = P_{E1} \cdot \sqrt[p]{\frac{60 \cdot n \cdot L_{hmp}}{10^6}} = 5490 \cdot \sqrt[3,33]{\frac{60 \cdot 1000 \cdot 15000}{10^6}} = 42330 \text{ Н}$$

По каталогу выбираем подшипник особо легкой № 7208 с параметрами $d = 40$ мм, $D = 80$ мм, $T = 19,25$ мм, $C = 46500$ Н, $C_0 = 32500$ Н, $\alpha = 14^0$.

Расчетный ресурс подшипника

$$L_{h1} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P_{E1}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 1000} \left(\frac{46500}{5490} \right)^{3,33} = 20510 \text{ ч.}$$

Полученное значение больше требуемого ($L_{h \text{ mp}} = 15000$ ч) на 26%, однако подшипник особо легкой серии № 2007108 ($C = 40000$ Н) или легкой серии № 7207 ($C = 38500$ Н) не подходят из-за низкого ресурса (меньше 27%).

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жуков, В.А. Детали машин и основы конструирования: Основы расчета и проектирования соединений и передач [Электронный ресурс] : Учеб. пособие / В.А. Жуков. - М.: Инфра-М; Znanium.com, 2015. - 416 с. - ISBN 978-5-16-102545-1 (online).
2. Гаращук, Г.Н. Основы расчета деталей машин на прочность: учебное пособие / Г.Н. Гаращук, В.А. Литвинова. – Томск : Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2013. – 92 с.
3. Подшипники качения. Государственные стандарты РФ. (ГОСТ ИСО 4378-1-2001 ГОСТ 520-89 (ИСО 492-86, ИСО 199-79, СТ СЭВ 774-85,
<http://www.gosthelp.ru/text/GOST52089Podshipnikikache.html>)
4. Ануриев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя в 3-х томах / В.И. Ануриев. – М.: Машиностроение, 2006. – Т. 1-3.
5. Черменский, О.Н. Подшипники качения. Справочник-каталог / О.Н. Черменский, Н.Н. Федотов. – М: Машиностроение, 2003. — 576 с.
6. Иванов, М.Н. Детали машин: учебник для вузов/ М.Н. Иванов, В.А.Финогенов. – М.: Высшая школа, 2007.- 408 с.
7. Фещенко, В.Н. Справочник конструктора в 2-х книгах / В.Н. Фещенко. – Изд-во Инфра- Инженерия, 2015. – 800 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
1. Основные критерии работоспособности и расчета подшипников качения.....	5
2. Расчет подшипников качения по динамической грузоподъемности.....	8
3. Расчет подшипников качения по статической грузоподъемности.....	26
4. Особенности расчета подшипников качения при нестационарных режимах нагружения	27
5. Примеры решения заданий.....	28
Список рекомендуемой литературы.....	38