68
3-469

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

Т.И.Виляевская, Е.В.Веселова

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

по выполнению домашнего задания
"Проектирование опор вала передач"

по курсу

"Элементы приборных устройств"

Под редакцией О.Ф.Тищенко

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
216783R
Ретрофонд

МГТУ
имени Н.Э.БАУМАНА
БИБЛИОТЕКА
АМН

Москва 1979

Данные методические указания издаются в соответствии с учебным планом.

Рассмотрены и одобрены кафедрой П-II I2/I-79 г., Методической комиссией факультета П и Учебно-методическим управлением.

Рецензент к.т.н., доц. В.А.Бауман

Татьяна Ивановна Виляевская,
Екатерина Васильевна Веселова

Редактор Л.П.Кистанов Корректор В.Т.Карасева

Заказ 1063 Объем 2 п.л.(I,9 уч.-изд.л.) Тираж I500 экз.
Бесплатно Подписано к печати I9.09.79 г. План I979 г.,п.I52.

Ротапринт МВТУ. I07005, Москва, Б-5, 2-я Бауманская, 5.

I. Общие сведения о валах, осях и опорах

Вращающиеся и качающиеся элементы машин и приборов (маховики, зубчатые колеса, шкивы, кулачки и т.п.) устанавливаются на валах или осях. Устройства, поддерживающие валы и оси в пространстве, обеспечивающие им возможность заданного относительного движения или перемещения, воспринимающие действующие на них нагрузки, называются подшипниками.

Подшипники и охватываемая ими часть вала или оси называются опорами. Наибольшее распространение получили опоры, выполненные в форме одноподвижной вращательной кинематической пары, работающей в условиях трения качения или скольжения.

Валы и оси (рис.I) имеют аналогичную форму и общую функцию – поддерживать смонтированные на них элементы. Валы передают вдоль своей геометрической оси вращающий момент $M_{кр}$. В большинстве случаев они нагружены крутящими $M_{кр}$ и изгибающими $M_и$ моментами и поперечными силами. Оси не передают полезного крутящего момента. Обычно они подвергаются воздействию изгибающих моментов и не учитываемых при расчетах крутящих моментов от сил трения. Оси выполняются вращающимися или неподвижными.

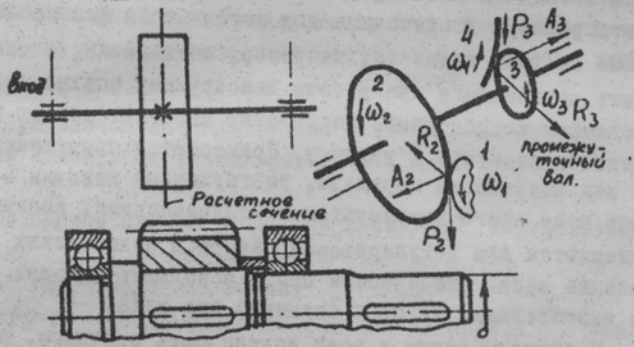


Рис.I. Конструкция и расчетная схема вала

По геометрической форме валы подразделяются на прямые (гладкие или ступенчатые), коленчатые и гибкие. Оси обычно делают прямыми. Сечение валов и осей выполняется сплошным, реже полым.

Опорные, концевые участки валов и осей, входящие в подшипники, называются цапфами или шипами. При вертикальном расположении опоры цапфа называется пятой, а подшипник – подпят-

ником.

Валы передач несут зубчатые, червячные колеса, червяки и т.п. (рис. I). Силы, возникающие при работе передач, в общем случае можно представить в виде трех составляющих, две из которых по отношению к валу являются радиальными, третья – осевой. Обычно нагрузки по длине вала распределены неравномерно (рис. 2). Крутящие моменты передаются не по всей длине вала. Эпюры изгибающих моментов сходятся к нулю либо к концевым опорам, либо к концам валов. Неравномерность распределения нагрузок по длине, а также необходимость выполнения требования равнопрочности конструкции – одна из причин применения ступенчатых валов. Такая форма валов удобна в изготовлении, сборке и работе. Для облегчения посадки деталей на валы торцы последних имеют фаски. Уступы ступенчатого вала должны иметь размеры достаточные для того, чтобы фиксировать установленные на валу элементы, например, подшипники, а также воспринимать возникающие при работе конструкции осевые силы. Для уменьшения концентрации напряжений избегают резких переходов от одного диаметра к другому. Применяются скругления, галтельные или конические переходы, разгрузочные канавки и т.п. Цапфы валов чаще всего выполняются цилиндрическими. Конические цапфы применяются для регулирования зазора в подшипниках и осевой фиксации вала. Сферические цапфы используются при необходимости значительных угловых смещений оси вала.

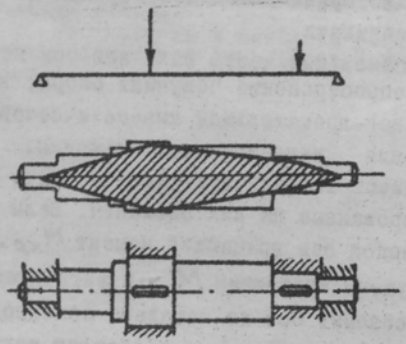


Рис.2. Вал ступенчатый

Материалы валов и осей должны быть прочными, легко обрабатываемыми с высоким модулем упругости и по возможности недорогими.

Механические характеристики материалов валов и осей даны в табл. I.

Критерии работоспособности и расчет валов

Валы и вращающиеся оси при работе испытывают циклически

изменяющиеся напряжения. Основные критерии их работоспособности – усталостная прочность (выносливость) и жесткость.

При простейших расчетах исходят из того, что детали, установленные на валах, передают последним силы и моменты на середине своей ширины (рис. I). Это сечение принимается за расчетное. Основные расчетные силовые факторы – крутящие $M_{кр}$ и $M_и$ изгибающие моменты. Влияние растягивающих и сжимающих сил обычно невелико. В большинстве случаев оно не учитывается.

Достаточно точным является только проверочный расчет вала. Его производят на усталостную и статическую прочность, на жесткость и колебания после разработки конструкции вала. Ему предшествует предварительный, проектный расчет, позволяющий разработать эту конструкцию.

Проектный расчет вала производится на статическую прочность для ориентировочного определения его диаметра на участке действия расчетной нагрузки. Когда длина, геометрическая форма и размеры вала неизвестны, они устанавливаются с учетом размеров, монтируемых на валу элементов, нагрузок, возникающих при их работе, обеспечения необходимых для нормальной работы этих элементов зазоров между ними, способов закрепления их на валах, принятой технологии изготовления и сборки, концентрации напряжений и т.п.

При выполнении проектного расчета вала известен либо вращающий момент $M_{кр}$, либо крутящий и изгибающие моменты $M_{кр}$ и $M_и$.

В первом случае расчетный диаметр d определяется по соотношению $$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0{,}2[\tau]_{кр}}}, \qquad (I)$$

Здесь $M_{кр}$ – крутящий момент, Нмм;

$[\tau]_{кр}$ – допускаемое напряжение на кручение, МПа.

Так как при этом расчете не учитывается изгиб вала, то принимается пониженное допускаемое напряжение. Например, для стальных валов берется $[\tau]_{кр}$ = 10 ÷ 20 МПа, если определяется диаметр выходного конца вала;

$[\tau]_{кр}$ = 20 ÷ 30 МПа, если определяется диаметр промежуточных участков валов.

Если известны крутящий $M_{кр}$ и изгибающий $M_и$ моменты, то расчетный диаметр находится по соотношению $$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{пр}}{0{,}1[\sigma]_и}}; \qquad (2)$$

$$M_{пр} = \sqrt{M_{и\Sigma}^2 + M_{кр}^2}. \qquad (3)$$

Здесь $M_{пр}$ – приведенный момент, Нмм;

$M_{u\Sigma}=\sqrt{M_x^2+M_y^2}$ – суммарный изгибающий момент, Нмм; (4)

M_x, M_y – изгибающие моменты во взаимно перпендикулярных плоскостях, Нмм;

$[\sigma]_u$ – допускаемое напряжение на изгиб, МПа.

Для валов и осей из углеродистых и легированных сталей принимают $[\sigma]_u \approx 0{,}36\sigma_в$ – при постоянных напряжениях;

$[\sigma]_u \approx 1{,}66\sigma_в$ – при пульсирующем цикле изменения напряжений;

$[\sigma]_u \approx 0{,}16\sigma_в$ – при симметричном цикле изменения напряжений.

Полученное значение расчетного диаметра так же, как и другие диаметры вала, округляется до ближайшего стандартного по ГОСТу 6636-69, например, 2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,14,15,16 мм.

Диаметры выходных концов валов берутся по ГОСТу 12080-66 или 12081-72. Диаметры валов под подшипник качения и перед ним должны быть согласованы с размерами подшипника.

Назначив диаметры всех ступеней вала, необходимо произвести проверку диаметра цапфы $d_ц$, исходя из условий работы ее в подшипнике. Это, как правило, расчет цапфы на изгиб, который проводится по формуле

$$d_ц=\sqrt[3]{\frac{M_u}{0{,}1[\sigma]_u}}. \qquad (5)$$

Здесь M_u – изгибающий момент, приложенный к цапфе вала, Нмм;

$[\sigma]_u$ – допустимое напряжение (см. табл. 1).

При проектировании редукторов диаметр $d_{вх}$ входного конца быстроходного вала часто принимается равным (или почти равным) диаметру вала электродвигателя $d_{дв}$, с которым он будет соединен муфтой. Обычно принимается $d_{вх} = (0{,}8\div1{,}2)d_{дв}$. Диаметр вала $d_к$ в месте посадки на него зубчатых колес конического и червячного редуктора, а также ведомого колеса любой ступени цилиндрического редуктора назначается по соотношению $d_к = a_w(0{,}3\div0{,}45)$ в зависимости от межосевого расстояния a_w. Для конического редуктора вместо a_w ставится внешнее конусное расстояние R_e.

2. Опоры скольжения

Опора скольжения состоит из цапфы (цилиндрической, конической или сферической) и втулки, на которую она опирается (рис. 3). Она представляет собой кинематическую пару, конст-

руктивное оформление и материалы которой зависят от характера и потребной точности воспроизведения заданного движения подвижного направляемого элемента опоры. Она выполняется с вращающейся цапфой, реже с неподвижной и вращающейся втулкой. Широкое распространение получили цилиндрические опоры (рис. 3), работающие в основном при больших радиальных и незначительных осевых нагрузках. Конструктивное оформление и краткая характеристика таких опор приведены в [5]. Наиболее распространенные материалы, применяемые для изготовления опор скольжения, даны в табл. I.

В большинстве приборов втулки изготовляются из бронзы или латуни. В случае больших удельных давлений на площадке соприкосновения цапфы со втулкой последние изготовляются из естественных или искусственных минералов (агат, рубин, корунд) и заменителя минералов (ситаллы). Такие опоры называются камневыми. Размеры, форма и материалы камней определены ГОСТом 7137-65; 8896-68; 10093-68.

При малых скоростях вращения и значительных радиальных нагрузках применяются камневые опоры открытого типа (рис. 4).

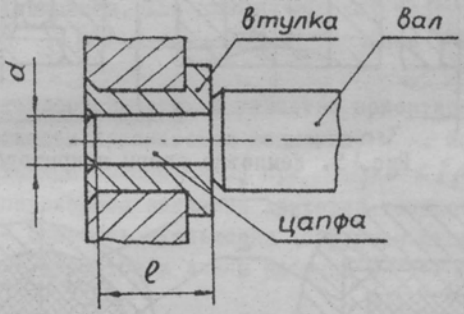


Рис. 3. Цилиндрическая опора скольжения

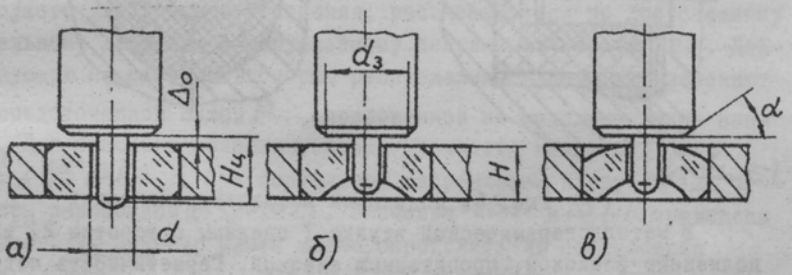


Рис. 4. Камневые опоры открытого типа

Размеры основных элементов таких опор даны в табл. 2. При средних, больших скоростях вращения (до 10000 об/мин) и умеренных нагрузках используются камневые опоры закрытого типа (рис. 5 и табл. 3).

В условиях тряски и вибрации хорошо работают пластмассовые опоры, втулки которых изготовлены из текстолита, фторопласта, полиамидных смол. Такие опоры мало изнашиваются. Для уменьшения трения в пластмассу вводят дисульфид молибдена, графит, тальк. Основной недостаток пластмассовых опор – плохая теплопроводность.

При легких режимах работы (удельная статическая нагрузка не превышает 70 МПа) можно использовать металлокерамические подшипники, изготовленные спеканием порошков на основе железа. Поры подшипника наполняются маслом или графитом, поэтому они являются самосмазывающимися. Пример конструкции металлокерамического подшипника приведен на рис. 6.

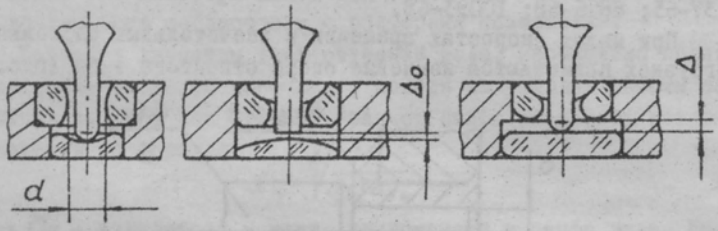


Рис. 5. Камневые опоры закрытого типа

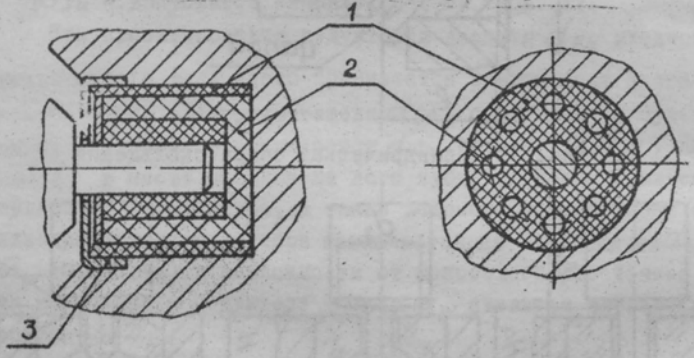


Рис. 6. Подшипник металлокерамический

В металлокерамической втулке I сделаны отверстия 2, заполненные войлоком, пропитанным смазкой. Герметичность подшипника обеспечивается крышкой 3.

Смазка опор скольжения служит для защиты от коррозии, снижения потерь на трение, предотвращения износа трущихся поверхностей, отвода тепла, образующегося в зоне контакта, и т.п.

Проектирование опор скольжения

При проектировании опор скольжения необходимо прежде всего определить вид трения и выбрать критерии расчета.

Различают: а) сухое трение – трение идеально чистых поверхностей; б) сухое техническое (полусухое) трение; в) граничное трение (f от 0,1 до 0,5); г) полужидкостное трение (f от 0,004 до 0,17 ÷ 0,2); д) жидкостное трение (f 0,001; 0,02÷ ÷0,05).

Расчет опор скольжения основан на двух критериях, выработанных многолетним опытом эксплуатации опорных узлов.

Критерий прочности. В качестве критерия прочности принимается среднее удельное давление p, $p=\frac{P}{S}\le[p]$, где P – нагрузка на опору; S – условная или расчетная площадь контакта (например, для цилиндрических подшипников принимается $S=dl$); $[p]$ – допускаемое удельное давление (табл. 4).

Критерий теплостойкости. В качестве ориентировочного критерия теплостойкости принимается величина pv. Нормальный режим трения считается обеспеченным при $pv\le[pv]$, где $[pv]$ – допускаемое значение критерия теплостойкости (табл. 4); v – скорость скольжения (окружная скорость цапфы),

Определение диаметра и длины рабочей части цапфы

Цилиндрическая опора (рис. 7а), работающая в режиме полусухого или граничного трения, рассчитывается по допускаемому удельному давлению и допускаемому напряжению изгиба $[\sigma]_u$. Действующую на цапфу равномерно распределенную нагрузку заменяют сосредоточенной силой P, приложенной на середине длины цапфы. Для опасного сечения условие прочности имеет вид $\frac{Pl}{2}\le\frac{\pi d^3}{32}[\sigma]_u$. При постоянном направлении нагрузки $[\sigma]_u=[\sigma]_0$, а при переменном $[\sigma]_u=[\sigma]_{-1}$. Значения $[\sigma]_0$ и $[\sigma]_{-1}$ приведены в табл. I. Диаметр цапфы можно определить из соотношения $d\ge 4\sqrt{\frac{P\lambda}{\pi[\sigma]_u}}$, где $\lambda=\frac{l}{d}$ – относительная длина цапфы. Она проверяется по соотношению $\lambda\ge\frac{1}{4}\sqrt{\frac{\pi[\sigma]_u}{[p]}}$. λ может принимать значения от 0,5 до 2,0 в зависимости от условий

смазки и эксплуатации опоры.

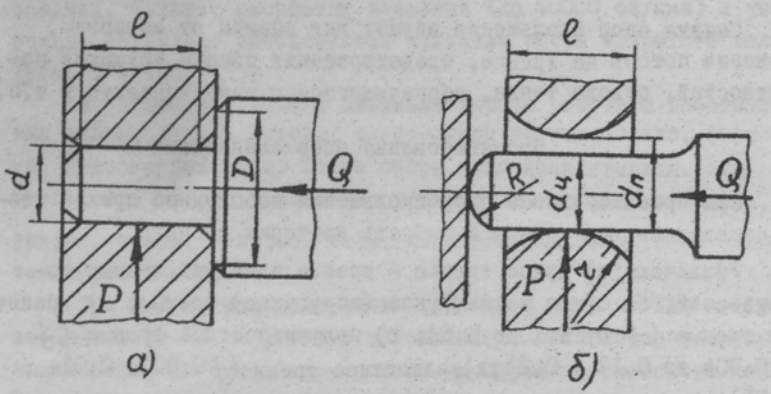


Рис. 7. Схемы к расчету цилиндрической опоры

Значение длины рабочей части цапфы l следует проверять по критерию теплостойкости $l \geq \frac{P \cdot n}{191 \cdot [pv]}$. Размерности: P (Н); n (об/мин); l (мм); $[pv]$ (МПа.м/с). Рассчитанное значение диаметра d следует округлить до ближайшего большего размера по ГОСТу 6636-69, а длину l - увеличить с учетом фасок и других конструктивных элементов.

Опора, представленная на рис. 7б, рассчитывается по допускаемому контактному напряжению $[\sigma]_к$ (табл. 5). Максимальное напряжение в центре площадки соприкосновения цапфы со втулкой определяется по формуле Герца $\sigma_к = \frac{0{,}395}{\mu_0 \nu} \sqrt{\frac{P \rho_{пр}^2}{\left(\frac{1}{E_ц} + \frac{1}{E_п}\right)^2}} \leq [\sigma]_к$, где P - нагрузка, нормальная к поверхности соприкосновения; $E_ц$ и $E_п$ - модули упругости материалов цапфы и подшипника (табл. I); $\rho_{пр} = \frac{2}{d_ц} - \frac{2}{d_п} + \frac{1}{r}$ - приведенная кривизна; μ_0 и ν - коэффициенты, являющиеся функцией вспомогательного угла τ (табл. 6),

$$\cos\tau = \frac{\frac{1}{r} - \frac{2}{d_ц} + \frac{2}{d_п}}{\frac{1}{r} + \frac{2}{d_ц} - \frac{2}{d_п}} .$$

Момент трения

Момент трения цилиндрической опоры, нагруженной радиальной нагрузкой P , определяется по формуле $M_{тр} = 0{,}5 P f d$, где f - коэффициент трения скольжения (табл. 4).

При действии осевой нагрузки Q момент трения скольжения

определяется по следующим формулам:

I) Если осевая нагрузка воспринимается заплечиком (рис.7а), то

$$M_{тр} = \frac{1}{3} Qf \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} ,$$

где D – диаметр опорной поверхности.

Значение диаметра D можно получить из соотношения

$$D \geq \sqrt{\frac{Q}{\frac{\pi}{4}[p]} + d^2} .$$

Обычно принимается $D = (1{,}6 \div 2)d$.

2) Если осевая нагрузка воспринимается сферическим концом цапфы (рис. 7б), то момент трения равен

$$M_{тр} = 0{,}407 \frac{fQ^{1{,}5}}{\sqrt{\sigma_{к\,max}}} ,$$

где $\sigma_{к\,max}$ – максимальное напряжение смятия,

$$\sigma_{к\,max} = 0{,}616 \sqrt[3]{\frac{Q}{R^2 \left(\frac{1}{E_п} + \frac{1}{E_ц}\right)^2}} \leq [\sigma]_к ,$$

где R – радиус сферы; $E_п$, $E_ц$ – модули упругости материалов подшипника и цапфы (табл. I). Значения $[\sigma]_к$ приведены в табл. 5.

При одновременном действии осевой и радиальной нагрузок момент трения определяется как сумма моментов трения от действия каждой нагрузки.

3. Опоры качения

В машинах и приборах опорами качения служат главным образом стандартные шарикоподшипники (рис. 8). Они выпускаются специализированными предприятиями большими партиями с диаметрами внутреннего кольца d от I до 500 мм (табл. 7). Для их изготовления используются сравнительно недорогие материалы (в основном стали). Стоимость шарикоподшипников относительно невелика, монтаж достаточно прост, в эксплуатации они надежны. Им свойственны малые габариты по длине и значительно большие по диаметру. Шарикоподшипники характеризуются малыми моментами трения, особенно в период разгона, что особенно важно для устройств с часто повторяющимися пусками или реверсом.

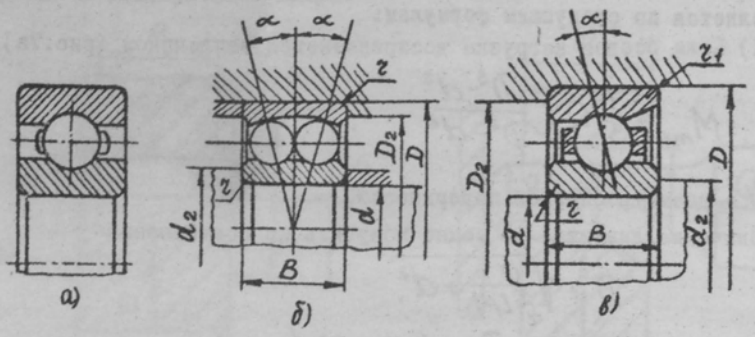


Рис.8. Стандартные шарикоподшипники

Шарикоподшипники обеспечивают высокую точность центрирования, вибропрочность и долговечность. Особенно выгодно использование таких подшипников при работе в условиях высоких скоростей и больших нагрузок, при необходимости обеспечения высокой точности работы, при массовом выпуске изделий, где намечено применение шарикоподшипников и т.п. По точности шарикоподшипники классифицируются на следующие классы: 0, 6, 5, 4, 2. Самые распространенные в приборных устройствах – наиболее экономичные, достаточно точные и компактные радиальные однорядные подшипники нулевого класса точности. Основные типы 0000 однорядных радиальных шарикоподшипников, выпускаемых по ГОСТу 8338-57, и рекомендации по их применению приведены в табл. 8, содержащей выдержки из этого ГОСТа.

Радиально-упорные шарикоподшипники (табл. 8) предназначены для восприятия совместно действующих осевых и радиальных нагрузок.

Суммарная радиальная реакция F_r во всякой опоре определяется через опорные реакции в вертикальной и горизонтальной плоскостях F_{rx}, F_{ry} по соотношению

$$F_r = \sqrt{F_{rx}^2 + F_{ry}^2}. \qquad (6)$$

Она считается приложенной к валу в точке пересечения нормалей, проведенных через середины контактных площадок (рис. 9). Расстояние a между этой точкой и торцем подшипника можно определить по следующим уравнениям:

$$a = \frac{B}{2} \qquad (7)$$

– для радиальных однорядных и двухрядных сферических подшип-

ников;

$$a = 0{,}5\left[B + (d+D)\,tg\frac{\alpha}{2}\right] \qquad (8)$$

– для однорядных радиально-упорных подшипников.

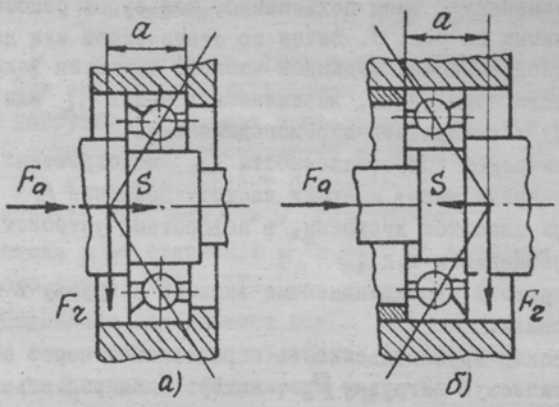


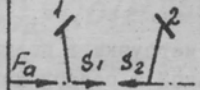
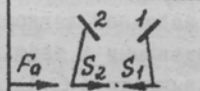
Схема нагружения	Соотношение сил	Результирующая осевая нагрузка
	$S_1 \geq S_2$ $F_a > 0$	$F_{a1} = S_1$
	$S_1 < S_2$ $F_a > S_2 - S_1$	$F_{a2} = S_1 + F_a$
	$S_1 \leq S_2$ $F_a \leq S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_2 - F_a$ $F_{a2} = S_2$

Рис.9. Радиально-упорные шарикоподшипники

Здесь B – ширина подшипника; d, D – внутренний и наружный диаметры подшипников (рис. 8); α – угол контакта.

Осевая нагрузка в подшипнике F_a зависит от его типа и расположения; например, для радиального подшипника она равна осевому усилию.

Осевая нагрузка может иметь направление только в сторону борта на наружном кольце (рис. 9), а способность к восприятию осевой силы зависит от угла контакта α. Расчетная осевая нагрузка на каждый из двух радиально-упорных подшипников, на

которых смонтирован вал, определяется по зависимостям, приведенным на рис.9, где $S_1 \approx 1{,}3F_{r_1} \cdot tg\alpha$; $S_2 \approx 1{,}3F_{r_2} tg\alpha$. (9)

Зная осевые F_a и радиальные F_r нагрузки, по соотношению между ними намечают типы подшипника, пользуясь рекомендациями, приведенными на рис. 9. Затем по статической или динамической грузоподъемности, заданной частоте вращения вала $n \frac{об}{мин}$ и долговечности подшипника, выраженной в часах L_h или оборотах L, находят типоразмер шарикоподшипника.

По статической грузоподъемности C_o подбираются:

а) подшипники валов, имеющих частоту вращения $n < 1 \frac{об}{мин}$, например, при неполном вращении, в поворотных устройствах, устройствах управления и т.д.;

б) подшипники, воспринимающие внешнюю нагрузку в неподвижном состоянии.

Статическая грузоподъемность определяется через эквивалентную статическую нагрузку P_o, которая для радиальных и радиально-упорных подшипников находится как наибольшее значение из выражений

$$P_o = X_o F_r + Y_o F_a \ ;$$

$$P_o = F_r, \qquad (10)$$

где F_r, F_a – радиальная и осевая нагрузки в подшипнике (рис. 9);

X_o, Y_o – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (табл.9).

Расчетная статическая грузоподъемность $(C_o)_p = f P_o$, (11)

где f – коэффициент надежности при статическом нагружении. Его выбирают в зависимости от заданной легкости вращения, пользуясь рекомендациями, приведенными в табл. 10. Значение расчетной статической грузоподъемности $(C_o)_p$ сравнивается со значением, указанным в таблице статической грузоподъемности C_o, соответствующей выбранному шарикоподшипнику, значения которой приведены в табл. 8.

Большинство шарикоподшипников (все подшипники, имеющие частоту вращения $n \geq 1$ об/мин) подбирается по расчетной динамической грузоподъемности C_p.

При этом, предварительно по каталогу, выдержки из которого даны в табл. 8, выбирают тип подшипника, учитывая частоту вращения $n \frac{об}{мин}$ и посадочный диаметр вала d под подшипник (в малонагруженных приборных устройствах наиболее распространенные – подшипники с внутренним диаметром $d = 2 \div 5$ мм). Затем намечается эскизная компоновка опорных узлов, составляется

расчетная схема, определяется радиальная F_r и осевая F_a реакции и эквивалентная нагрузка P. Последняя подсчитывается по формулам

$$P=(XVF_r+YF_a)K_\sigma K_T \text{ при } \frac{F_a}{VF_r}>e\ ;$$
$$P=F_rVK_\sigma K_T \text{ при } \frac{F_a}{VF_r}\le e\ . \qquad (12)$$

Здесь V – коэффициент, учитывающий, которое из колец вращается. При вращающемся внутреннем кольце, относительно направления нагрузки, V = I, при вращающемся наружном кольце V =1,2; K_T – коэффициент, учитывающий температуру, приведен в табл. II; K_σ – коэффициент безопасности выбирается по табл.I2. Коэффициенты нагрузки X и Y подбираются в зависимости от типа подшипника и от отношения $\frac{F_a}{C_o}$ и $\frac{F_a}{VF_r}$ по каталогу, выборка из которого дана в табл. I3.

Подшипник подбирается по:

– известной частоте вращения n, об/мин;

– выбранной долговечности L_h, ч;

– подсчитанной эквивалентной динамической нагрузке P, Н.

Указанные величины связаны с расчетной динамической грузоподъемностью соотношением

$$(C)_p=0{,}01P\sqrt[3]{60nL_h}\ , \text{ Н}\ . \qquad (13)$$

Полученное значение сравнивается с динамической грузоподъемностью C, указанной в каталоге, выборка из которого дана в табл. 8.

Точность подшипника определяется:

– точностью основных размеров (в первую очередь, отклонениями по внутреннему и наружному диаметрам);

– радиальными и боковыми биениями дорожек качения, торцев колец и т.п.;

– потерями в подшипнике, которые в основном связаны с моментом сопротивления M_T, возникающим при работе подшипникового узла.

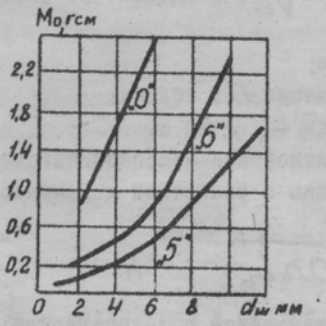
В инженерной практике для ориентировочного определения момента сопротивления, зависящего от многих факторов, в том числе от трения качения шариков по дорожкам, неравенства значения линейных скоростей тел качения, геометрического скольжения отдельных контактных точек тел качения можно рекомендовать использовать соотношение

$$M_т = M_o + \kappa (1{,}25 F_r + 1{,}5 F_a) \frac{d_o}{d_ш} \quad , \qquad (14)$$

где M_o - момент трения ненагруженного подшипника, зависящий от типа подшипника, качества его изготовления, диаметра вала d. Он подсчитывается по эмпирическим соотношениям типа

$$M_o \approx 4 \cdot 10^{-4} d_o \quad , \qquad (15)$$

где $d_o = d + d_ш$ - диаметр окружности, проходящей через центры масс шариков, диаметр которых $d_ш$. Можно также пользоваться эмпирическими кривыми, дающими значение M_o в зависимости от $d_ш$ (рис. 10).



$d_{оси}$	M_o, гсм	$d_{оси}$	M_o, гсм
5	5,6	8	5,6
6	5,6	10	7,2
7	5,6	12	10,8

Рис.10. Момент трения ненагруженного подшипника

Варианты конструктивного оформления опорных узлов с подшипниками качения и скольжения рассмотрены в [5, 6].

Выбирая шарикоподшипники, следует помнить, что наиболее дешевыми и вместе с тем достаточно точными являются радиальные шарикоподшипники 0 класса точности. Они способны воспринимать не только радиальные, но и осевые нагрузки. В тех случаях, когда осевая нагрузка не превосходит 70% от неиспользованной радиальной силы, их следует применять.

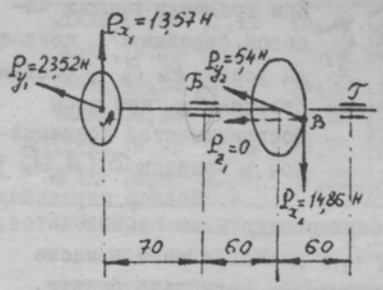
При выполнении домашнего задания следует пользоваться табл. 14, 15, в которых приведены исходные данные к домашнему заданию.

Порядок выполнения домашнего задания в общем виде рассмотрен на конкретном примере, приведенном в приложении.

4. Порядок выполнения домашнего задания

Дается вал передачи, нагруженный согласно (рис. 1). Вра-

щающий момент на валу $M_{кр}$ = 189,5 Нмм. Угловая скорость вала ω = 24,8 1/с.



Ресурс L_h = 10000 ч. В процессе работы возможны удары и перегрузки до 200% от номинальной нагрузки. Рабочая температура в подшипнике не превышает 65°С. Материал вала – сталь 45, $[\tau]_{кр}$ = 20 МПа; $[\sigma]_и$ = = 180 МПа.

1. Приближенное значение диаметра $d = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2[\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{189,5}{0,2 \cdot 20}} = 3,6$ мм.

Согласно ГОСТу 8638-69 принимаем диаметр вала под шкивом $1d$ = = 4 мм. Если из расчета d получается очень малым, его по конструктивным соображениям увеличивают.

2. Реакции в опорах вала.

Вертикальная плоскость



$\Sigma M_Б = 0$; $\Sigma M_Г = 0$,

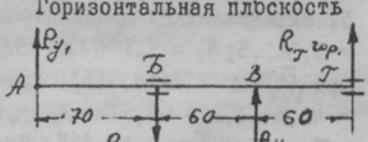
$\Sigma M_Б = -P_{x_1} \cdot 70 - P_{x_2} \cdot 60 + R_{Г верт} \cdot 120 = 0$,

$R_{Г верт} = \frac{13,57 \cdot 70 + 14,86 \cdot 60}{120} = 15,34$ Н,

$\Sigma M_Г = -P_{x_1} \cdot 190 + R_{Б верт} \cdot 120 + P_{x_2} \cdot 60 = 0$,

$R_{Б верт.} = \frac{13,57 \cdot 190 - 14,86 \cdot 60}{120} = 14,05$ Н,

Горизонтальная плоскость



$\Sigma M_Б = 0$; $\Sigma M_Г = 0$,

$\Sigma M_Б = -P_{y_1} \cdot 70 + P_{y_2} \cdot 60 + R_{Г гор} \cdot 120 = 0$,

$R_{Г гор} = \frac{23,52 \cdot 70 - 5,4 \cdot 60}{120} = 11,02$ Н,

$\Sigma M_Г = -P_{y_1} \cdot 190 + R_{Б гор} \cdot 120 - P_{y_2} \cdot 60 = 0$,

$R_{Б гор} = \frac{23,52 \cdot 190 + 5,4 \cdot 60}{120} = 39,94$ Н.

3. Суммарные радиальные опорные реакции

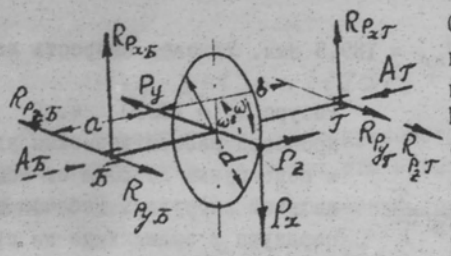
$F_{r_Б} = R_Б = \sqrt{R_{Б гор}^2 + R_{Б верт.}^2} = \sqrt{14,05^2 + 39,94^2} = 42,34$ Н; $F_{r_Г} = R_Г = \sqrt{R_{Г гор}^2 + R_{Г верт}^2} = \sqrt{11,02^2 + 15,34^2} = 18,89$ Н.

Если составляющая $P_z \neq 0$, реакции в опорах определяют следующим образом. При вращении по часовой стрелке ω

$$R_{P_x Б} = P_x \cdot \frac{b}{a+b} \; ; \; R_{P_y Б} = P_y \cdot \frac{b}{a+b},$$

$$R_{P_x Г} = P_x \frac{a}{a+b} \; ; \; R_{P_y Г} = P_y \frac{a}{a+b} \; , R_{P_z Б} = R_{P_z Г} = P_z \frac{d}{2(a+b)}.$$

МГТУ имени Н. Э. БАУМАНА БИБЛИОТЕКА АМН



Осевую реакцию $A_Т$, равную P_z, воспринимает подшипник в позиции Т. При вращении против часовой стрелки ω' меняются усилия P_x', P_2', осевая реакция $A_Б$ при этом воспринимается подшипником в позиции Б ($A_Б = P_2$).

4. Подбор шарикоподшипников. Предварительный выбор шарикоподшипника производится, исходя из действующих нагрузок F_a, F_z и диаметра вала в месте установки шарикоподшипника (его принимаем несколько больше, чем диаметр вала под шкивом I. Принимаем d = 6 мм). Намечаем радиальный шарикоподшипник типа 26. Его характеристики по каталогу: d = 6 мм; D = I9 мм; B = 6 мм; C = 2210 Н; C_o = II80Н; предельное число оборотов n = 25000 об/мин (табл. 8).

5. Эквивалентная динамическая нагрузка P. При V = I K_σ = = I,3÷I,5; $K_т$ = I. $P = (XVF_z + YF_a)K_\sigma K_т$ при $\frac{F_a}{VF_z} > e$; $P = F_z V K_\sigma K_т$ при $\frac{F_a}{VF_z} \le e$ (табл. I3). При $F_a = 0$, как в данном примере, $P = F_z V K_\sigma K_т$ = = 42,34.I,5 = 64,5IH. При $F_a \neq 0$, если, например, к подшипнику Б, кроме F_z = 42,34Н, приложена F_a = I5Н (назначена в данном случае произвольно), то $\frac{F_a}{C_o} = \frac{15}{1180} = 0{,}013$, тогда $e = 0{,}3$ (табл. I3) и $\frac{F_a}{VF_z} = \frac{15}{1 \cdot 42{,}34} = 0{,}328$. $\frac{F_a}{VF_z} > e$; $X = 0{,}56$, $Y = 2{,}3$,

$$P = (0{,}56 \cdot 1 \cdot 42{,}34 + 2{,}3 \cdot 15) 1{,}5 \approx 84\ Н,$$

6. Расчетная динамическая грузоподъемность

$$(C)_p = 0{,}01 P \sqrt[3]{60 n L_h} = 0{,}01 \cdot 6451 \sqrt[3]{60 \cdot \frac{30\omega}{\pi} \cdot 10000} \approx 343\ н.$$

При подсчете $(C)_p$ удобно пользоваться таблицей, дающей отношение $\frac{(C)_p}{P}$.

Ресурс L_h ч	Отношение $(C)_p / P$ при $мин^{-1}$									
	200	250	320	400	500	630	800	I000	I250	I600
I	2	3	4	5	6	7	8	9	I0	II
500	I,82	I,96	2,I2	2,29	2,47	2,67	2,88	3,II	3,36	3,63
I000	2,29	2,47	2,67	2,88	3,II	3,36	3,63	3,9I	4,23	4,56

I	2	3	4	5	6	7	8	9	IO	II
2000	2,88	3,II	3,36	3,63	3,9I	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75
4000	3,63	3,9I	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23
5000	3,9I	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,8I
8000	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,8I	8,43	9,II
I0000	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,8I	8,43	9,II	9,83
20000	6,20	6,70	7,23	7,8I	8,43	9,II	9,83	I0,6	II,5	I2,4

Намеченный ранее подшипник имеет C = 22I0 Н, следовательно, можно использовать подшипники с меньшей динамической грузоподъемностью C, например, подшипники I000096, I000086 и др.

7. Момент трения в шарикоподшипнике $M_{тр} = M_o + (1{,}5Fa + 1{,}25F_r)K\frac{d_o}{d_ш}$. M_o берется по графику (рис. I0) или подсчитывается по формуле $M_o \approx 6\cdot10^{-4}d_o$ Н·м; $d_o = d + d_ш$. В данном случае $d_ш = 3$мм; $d = 6$мм, $d_o = 6+3 = 9$мм; $M_o = 6\cdot10^{-4}\cdot9 = 0{,}54$ Н·мм. Коэффициент трения качения K = 0,0I мм, тогда $M_{тр} = 0{,}54 + 1{,}25\cdot42{,}34\cdot\frac{2}{3}\cdot0{,}01 = 2{,}127$ Н·мм

Для двух одинаковых опор $M_{тр} = 2\cdot2{,}127 = 4{,}254$ Н·мм

8. КПД $\eta = \frac{M_{кр} - M_{тр}}{M_{кр}}\cdot100 = \frac{189{,}5 - 4{,}254}{189{,}5}\cdot100 = 97{,}7\,\%$

Конструктивное оформление чертежа вала с подшипниками следует производить в соответствии с атласом А.Н.Котова "Опоры приборов" [5].

9. Расчет цилиндрического подшипника скольжения. Относительная длина цапфы, опирающейся на втулку из бронзы БрОФ 10-1 и работающей при смазке, $[p] = 10 \div 15$ МПа. Принимаем $[p] = 15$ МПа, используя соотношение $\lambda \geq \frac{1}{4}\sqrt{\frac{[p]}{[\sigma]_u}}$. Тогда получим $\lambda \geq \frac{1}{4}\sqrt{\frac{15\cdot180}{15}} = 1{,}5$.

I0. Диаметр цапфы $d \geq 4\sqrt{\frac{P\lambda}{\pi[\sigma]_u[p]}}$; $P = F_{r_5} = 42{,}34$ Н; $d = 4\sqrt{\frac{42{,}34\cdot1{,}5}{\pi\cdot180}} = 1{,}34$ мм.

По конструктивным соображениям принимаем $d = 6$ мм.

II. Длина цапфы $l \geq \lambda\cdot d = 1{,}5\cdot6 = 9$ мм, принимаем $l = 10$ мм.

Из условия теплообразования должно быть $l \geq \frac{Pn}{191[pv]}$; $n = \frac{30\cdot\omega}{\pi} = 237\frac{об}{мин}$; $[pv] = 20\,МПа\cdot\frac{м}{с}$ (табл. I). $l \geq \frac{42{,}34\cdot237}{191\cdot20} = 2{,}62$ мм.

I2. Момент трения в опоре скольжения

$$M_{тр} = 0{,}635 P f d = 0{,}635\cdot42{,}34\cdot0{,}03\cdot6 = 8\ Н\cdot мм.$$

Для пары сталь–бронза со смазкой $f = 0{,}05$.

Для двух одинаковых опор $M_{тр} = 16$ Нмм.

I3. КПД

$$\eta = \frac{M_{кр} - M_{тр}}{M_{кр}}\cdot100 = \frac{189{,}5 - 16}{189{,}5}\cdot100 = 91{,}5\,\%$$

Литература

1. Р.Д.Бейзельман, Б.В.Цыпкин, Л.Я.Перель. Подшипники качения. Справочник. М., "Машиностроение", 1975.
2. Л.П.Верламова. Расчет на прочность валов и осей редукторов. Методическое пособие по курсовому проектированию. М., изд. МВТУ, 1978.
3. М.Н.Иванов, В.Н.Иванов. Детали машин. Курсовое проектирование. М., "Высшая школа", 1975.
4. М.П.Ковалев, И.М.Сивоконенко, К.Н.Явленский. Опоры приборов. М., "Машиностроение", 1967.
5. А.Н.Котов. Опоры приборов. Атлас конструкций. Часть I. М., изд. МВТУ, 1973.
6. В.И.Матвеев. Расчет подшипников качения и проектирование подшипниковых узлов приборов. Учебное пособие по курсовому проектированию для студентов приборостроительных специальностей. М., изд. МВТУ, 1978.
7. Ю.Д.Первицкий. Расчет и конструирование точных механизмов. Л., "Машиностроение", 1976.
8. Расчет и выбор подшипников качения. Справочник. М., "Машиностроение", 1974.
9. Н.А.Спицын, М.М.Машнев и др. Опоры осей и валов машин и приборов. Л., "Машиностроение", 1970.
10. Ю.М.Хандельсман. Камневые опоры. М., "Машиностроение", 1973.

ПРИЛОЖЕНИЕ
Таблица I (11)

Материалы для осей, валов и опор скольжения

Материал	ГОСТ	Применение	Твердость НВ	E	$\sigma_в$	$[\sigma]_0$	$[\sigma]_{-1}$	$\sigma_т$	$\tau_т$	τ_{-1}
						МПа				
Сталь 45	1050-74	Для валов	229	$2,1 \cdot 10^5$	598	180	115	550	300	210
Сталь 20Х Сталь 40Х	4543-71	Для валов и цапф	179	$2,1 \cdot 10^5$	784 981	265 300	170 190	400 650	240 390	160 210
Бронза БрОФ10-1 Бронза БрАЖ9-4	5017-74 1628-72	Для втулок	90-120 110-180	10^5 10^5	250 490	50 80	35 65			
Латунь ЛС59-1	17711-72	Для втулок	90	$9,3 \cdot 10^4$	430	145	105			
Корунд Агат		Для втулок	1860-2750 900-1000	$(3,4 \div 3,8)10^5$ $(7,8 \div 8,8)10^4$	187,5	893 170÷440				
Текстолит ПТК	5-72	Для втулок	34	$5 \cdot 10^3$	90	25	20			
Фторопласт-4	10007-62	Для втулок	3-4	$(0,46 \div 0,83)10^3$	24,5	13,7				
Полиамидная смола П-68	10589-73	Для втулок	14-15	$2,3 \cdot 10^3$	55	20	15			

Таблица 2

Размеры основных элементов открытых камневых опор

Диаметр отверстия камня d, мм	Осевой зазор Δ_o, мм	Минимальный диаметр заплечика d_3, мм	Высота цапфы H_4, мм	
			по рис. 12а	по рис. 12б, в
От 0,08 до 0,40	0,03	+ 0,15	H + 0,10	$H+\Delta_o$
Св 0,40 до 0,70	0,04	+ 0,20	H + 0,12	
Св 0,70 до 1,20	0,05	+ 0,25	H + 0,15	
Св 1,20 до 2,00	0,07	+ 0,30	H + 0,18	
Св 2,00 до 2,50	0,08	+ 0,40	H + 0,20	

Таблица 3

Размеры основных элементов закрытых камневых опор

Диаметр отверстия камня d, мм	Осевой зазор Δ_o, мм	Зазор между камнями Δ, мм	Высота рабочей части цапфы H_4 мм
От 0,08 до 0,18	0,02	0,02–0,03	От d + 0,08 до d + 0,12
Св. 0,18 до 0,60	0,03	0,03–0,05	От d + 0,12 до d + 0,26
Св. 0,60 до 1,20	0,05	0,05–0,10	От d + 0,26 до d + 0,50
Св. 1,20 до 2,50	0,06	0,10–0,30	От d + 0,50 до d + 0,80

Таблица 4 (2)

Характеристики материалов опор скольжения

Материалы трущихся поверхностей	Коэффициент трения f	$[p]$ МПа	$[pv]$ МПа·м/с
Сталь – бронза ОЦС	со смазкой 0,05	5 – 10	10 – 12
Сталь – бронза ОФ	–"–	10 – 15	до 20
Сталь – бронза С30	без смазки 0,10–0,20	20 – 25	до 30
Сталь – бронза АЖ, АЖС	–"–	15–25	до 20
Сталь закаленная – чугун	со смазкой 0,06	до 10	–
Сталь закаленная – сталь закаленная	со смазкой 0,08	15	–
Сталь – текстолит	без смазки 0,2–0,25	20 – 25	25
Сталь – полиамид (П–68)	0,15–0,21	10 – 15	15
Сталь – фторопласт–4	0,04–0,08	0,4–0,6	0,1
Сталь – металлокерамика	без смазки 0,4 со смазкой 0,1	4 – 5	0,7
Сталь – латунь ЛС 59–1	без смазки 0,14 со смазкой 0,02	10 – 12	10
Сталь – ситалл	0,1 – 0,12		
Сталь – агат	0,13		
Сталь – корунд	0,15		
Сталь – рубин	0,14		

Таблица 5 (3)

Допускаемые контактные напряжения

Материалы опор	$[\sigma]_к$, МПа
Незакаленные стали (НВ 220)	600 – 1000
Закаленные стали (НRС 60)	2500 – 3500
Агат, рубин	4500 – 5000
Бронзы (БрОФ 6,5 + 0,15)	300 – 500
Кобальт–вольфрамовые сплавы	4000

Таблица 6

Значения $\mu_{0\nu}$ в зависимости от $\cos\tau$

$\cos\tau$	0,9995	0,9990	0,9950	0,9900	0,9850	0,9800
$\mu_{0\nu}$	3,91	3,43	2,54	2,23	2,06	I,95
$\cos\tau$	0,9750	0,9700	0,9650	0,9600	0,9550	0,9500
$\mu_{0\nu}$	I,87	I,80	I,75	I,70	I,67	I,63
$\cos\tau$	0,9400	0,9300	0,9200	0,9I00	0,9000	0,8900
$\mu_{0\nu}$	I,58	I,53	I,49	I,45	I,42	I,40
$\cos\tau$	0,8500	0,8000	0,7000	0,6000	0,5000	0,4000
$\mu_{0\nu}$	I,32	I,25	I,I6	I,I0	I,06	I,04
$\cos\tau$	0,3000	0,2000	0,I000	0,0500	0	
$\mu_{0\nu}$	I,02	I,0I	I,00	I,00	I,00	

Таблица 7 (3)

Основные типы шарикоподшипников

Направление воспринимаемых нагрузок	Тип подшипника	Условное обозначение	ГОСТ	Относительная грузоподъемность подшипников	
				Допустимая нагрузка	
				радиальная	осевая
	**радиальные**				
	Однорядный	0000	8338-57	I	До 0,7
	Двухрядный сферический	I000	5720-5I	I	До 0,2
	**радиально-упорные**				
	Однорядный	36000	83I-62	I,4	До 0,7
	Двухрядный	56000	4252-48	2,3	До 0,7
	упорные				
	Одинарный	8000	6874-54	Не воспринимается	I
	Двойной	38000	7872-56	То же	I

Таблица 8

Шарикоподшипники, применяемые в приборостроении

Условное обозначение	d мм	D мм	B мм	C Н	C_0 Н	n об/мин	
Радиальные однорядные типа 0000, выдержка из ГОСТа 8338-57* при $d<25$ мм							
Сверхлегкая серия диаметров 8, серия ширины I							
I000084*	4	9	2,5	420	I80	3I500	
I000088*	8	I6	4	980	500	25000	
Сверхлегкая серия диаметров 9, серия ширины I							
I000091*	I	4	I,6	200	30	3I500	Тип подшипника выбирают в зависимости от отношения радиальной F_r и осевой F_a реакций в подшипнике
I000092*	2	6	2,3	220	90	3I500	
I000093*	3	8	3	440	200	3I500	
I000094*	4	II	4	750	350	3I500	
I000095	5	I3	4	850	400	3I500	
I000096	6	I5	5	II60	570	3I500	
I000097	7	I7	5	I560	790	25000	
I000098	8	I9	6	I750	900	25000	
Легкая серия диаметров 2, серия ширины 0							
23	3	I0	4	500	220	3I500	
24	4	I3	5	920	430	3I500	
25	5	I6	5	I500	760	3I500	
26	6	I9	6	22I0	II80	25000	
27	7	22	7	2560	I380	25000	
28*	8	24	7	2620	I380	25000	
29	9	26	8	3570	2000	25000	
200	I0	30	9	4690	2660	20000	
Средняя серия диаметров 3, серия ширины 0							
34	4	I6	5	I480	760	3I5000	
35	5	I9	6	2I70	II80	25000	
300	I0	35	II	6360	3830	20000	
Радиально-упорные однорядные типа 36000, выдержка из ГОСТа 83I-62							
3620I	I0	28	8	4I70	2500	3I500	
	I2	28	8	4270	2500	3I000	
Легкая серия							
3620I	I2	32	I0	5580	3400	25000	

Таблица 9 (№4)

Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок

Тип подшипника	X_0	Y_0
Радиальные однорядные типов 0000, 60000, 80000	0,6	0,5
Самоустанавливающиеся сферические двухрядные типа 1000	1	$0,44 ctg\alpha$
Радиально-упорные однорядные типа 36000, $\alpha = 12^0$	0,5	0,47
двухрядные, $\alpha = 12^0$	1	0,94

Таблица 10 (5)

Коэффициент надежности

Требования к легкости вращения		Коэффициент надежности f при статическом нагружении
Повышенные требования		1,2 - 2,5
Нормальные требования		0,8 - 1,2
Пониженные требования		0,5 - 0,8

Таблица 11 (6)

Температурный коэффициент

Рабочая температура подшипника в C^0	125	150	175	200	225	250
K_T	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40

Таблица I2 (7)

Коэффициент безопасности

Характер нагрузки на подшипник	Значение $K_б$
Спокойная без толчков	I,0
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до I25% расчетной нагрузки (например, узлы механизмов систем управления, работающие при вибрациях)	I,0 – I,2
Умеренные толчки. Вибрационная нагрузка. Кратковременная перегрузка до I50% расчетной нагрузки (например, редукторы общего назначения)	I,3 – I,5
Значительные толчки и вибрации. Кратковременная перегрузка до 200%	I,8 – 2,5

Таблица I3 (8)

Коэффициенты нагрузки

Тип подшипника	$\frac{Fa}{C_o}$	$\frac{Fa}{VF_r} \le e$		$\frac{Fa}{VF_r} > e$		e
		X	y	X	y	
0000	0,0I4				2,30	0,I9
60000	0,028				II,99	0,22
80000	0,056				I,7I	0,26
(радиальный однорядный)	0,084				I,55	0,28
	0,II	I	0	0,56	I,45	0,30
	0,I7				I,3I	0,34
	0,28				I,I5	0,38
	0,42				I,04	0,42
	0,56				I,00	0,44
(радиально-упорный однорядный типа 36000 $\alpha = I2^{\circ}$)	0,0I4				I,8I	0,30
	0,029				I,62	0,34
	0,057	I	0	0,46	I,46	0,37
	0,086				I,34	0,40
	0,II0				I,22	0,45

Таблица I4

Исходные данные к домашнему заданию

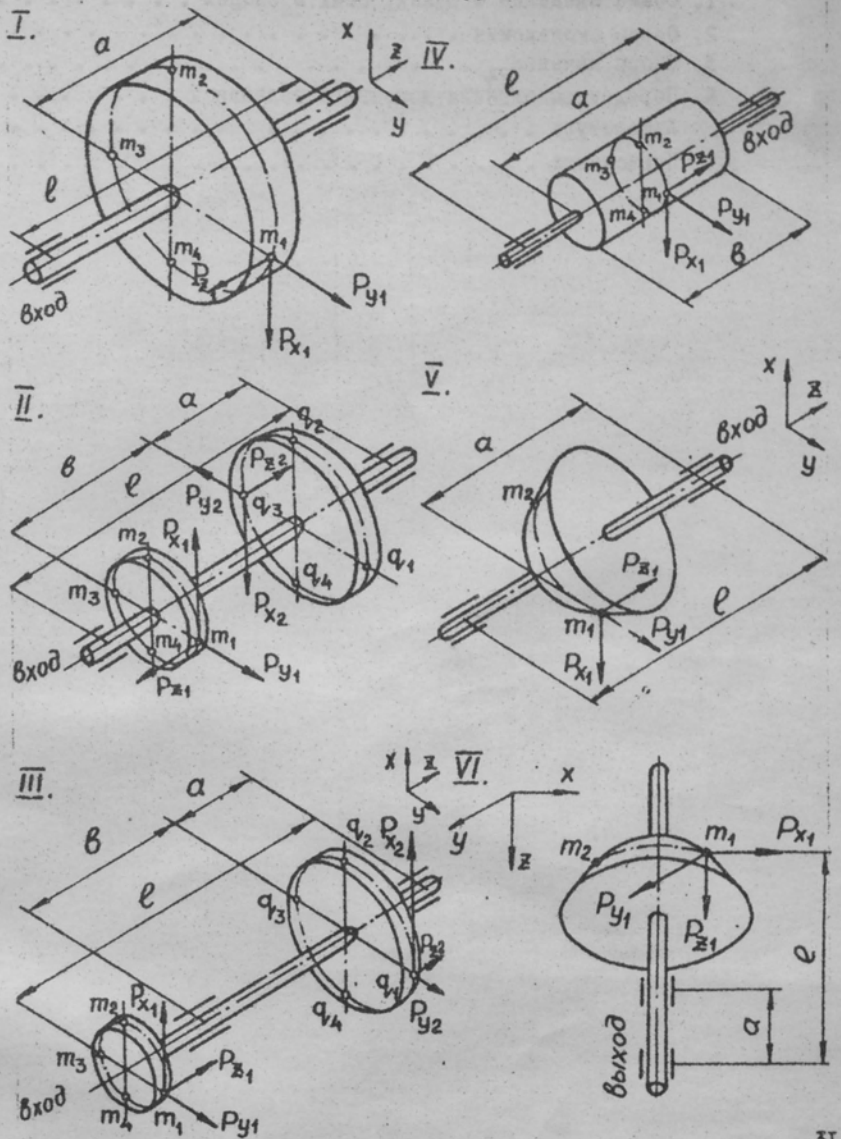
№ заданий	№ схем	Нагрузка N Вт	Нагрузка M Н·мм	$n_{мин}^{-I}$	l	a мм	b	Вариант нагружения колесо I	Вариант нагружения колесо 2
I	2	3	4	5	6	7	8	9	I0
I	I	–	800	800	60	30	–	I	–
2	I	–	800	800	60	30	–	8	–
3	II	–	I00	I000	80	20	40	2	6
4	IУ	–	200	I600	60	40	I5	5	–
5	У	I5	–	I500	50	25	–	5	–
6	П	–	0,5	0,45	6	2	2	2	6
7	УI	–	I50	600	40	20	–	–	–
8	Ш	–	I000	I000	I00	20	60	4	4
9	I	I5	–	I600	40	20	–	3	–
I0	П	–	420	I440	80	I5	50	I	3
II	IУ	–	400	I500	84	64	44	8	–
I2	У	–	I50	I000	40	20	–	4	–
I3	УI	I5	–	I500	60	I5	–	–	–
I4	П	–	0,8	0,5	8	3	2	I	3
I5	Ш	–	I00	500	90	I5	60	I	8
I6	I	–	I80	I600	60	20	–	7	–
I7	П	–	400	I000	80	I5	50	6	2
I8	IУ	7,5	–	I500	90	45	I5	7	–
I9	У	I5	–	I500	70	50	–	2	–
20	УI	–	200	I000	50	20	–	–	–
2I	I	–	I00	I000	60	I0	–	5	–
22	П	–	I,3	0,4	I0	3	4	4	7
23	IУ	–	500	5000	80	60	40	I	–
24	П	5	–	I00	80	20	40	I	2
25	У	–	200	2000	40	25	–	7	–
26	УI	I5	–	I500	60	20	–	–	–
27	Ш	–	I00	500	I00	25	50	4	4
28	П	–	2	0,5	I0	3	4	2	6
29	I	I5	–	I500	50	20	–	8	–
30	IУ	80	–	I800	I00	50	20	I	–

Продолжение таблицы I4

Точка приложения нагрузки колесо		P_{x_1}	P_{y_1}	P_{z_1}	P_{x_2}	P_{y_2}	P_{z_2}	L_h, ч	Варианты нагружения
				Н					
I	2								
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
m_1	–	40	16	10	–	–	–	5000	
m_3	–	40	I6	I0	–	–	–	5000	1.
m_1	q_3	25	I0	0	I0	4	2,5	I0000	
m_1	–	25	I0	8	–	–	–	40000	
m_1	–	I0	5	5	–	–	–	I2000	
m_1	q_1	0,8	0,3	–	0,I6	0,06	–	I0000	2.
m_1	–	20	80	I0	–	–	–	8000	
m_1	q_3	80	30	–	50	20	5	I0000	
m_2	–	4	I,5	2	–	–	–	I0000	3.
m_1	q_1	I0	4	2,5	20	8	5	I0000	
m_2	–	6	I0	30	–	–	–	I0000	
m_2	–	I0	4	6	–	–	–	8000	
m_2	–	I5	3	2,5	–	–	–	6000	4.
m_3	q_1	I,2	0,4	–	0,26	0,I	–	5000	
m_2	q_3	20	8	–	40	I6	I0	I0000	
m_4	–	I2	5	3	–	–	–	8000	
m_2	q_1	32	I4	I0	I6	30	20	I0000	5.
m_3	–	2	4	I0	–	–	–	5000	
m_1	–	45	30	I5	–	–	–	I2000	
m_2	–	20	4	5	–	–	–	I0000	
m_4	–	20	8	5	–	–	–	6000	6.
m_4	q_1	I,3	0,5	–	0,3	0,I	–	8000	
m_4	–	40	I5	25	–	–	–	5000	
m_3	q_4	5	2	I,4	I,6	4	I	6000	
m_1	–	20	4	6	–	–	–	8000	7.
m_1	–	I5	3,5	4,5	–	–	–	4500	
m_4	q_4	8	3	2	20	0,5	5	I5000	
m_3	q_1	I,5	0,5	–	0,5	0,2	–	I0000	
m_4	–	I5	6	4	–	–	–	I0000	8.
m_1	–	I00	40	20	–	–	–	8000	

Таблица I5

Схемы нагружения



О г л а в л е н и е

I. Общие сведения о валах, осях и опорах 3
2. Опоры скольжения 6
3. Опоры качения II
4. Порядок выполнения домашнего задания I6
Литература 20
Приложение 2I