

Государственный комитет Российской Федерации
по высшему образованию

Самарский государственный аэрокосмический
университет имени академика С.П.Королева

ИССЛЕДОВАНИЕ СОСТАВЛЯЮЩИХ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ
БРАКЕТНОМУ ШАРИКОПОДЪЕМНИКУ
ПРИ КОМБИНИРОВАННОМ НАГРУЖЕНИИ

Методические указания
к лабораторной работе

Составители: М.И.К у р у ш и н, Е.П.Ж и л ь н и к о в

УДК 621.822.7.001.2:621.891(075)

Исследование составляющих момента сопротивления вращению шарикоподшипника при комбинированном нагружении: Метод. указания к лаб. работе /Самар. гос. аэрокосм. ун-т; Сост. М.И.К у р у ш и н, Е.П.Ж и л ь н и к о в. Самара, 1994. 24 с.

Выводятся зависимости для определения момента сопротивления вращению шарикоподшипника со змейковым сепаратором в условиях жидкой смазки при комбинированном нагружении. Описывается установка и методика экспериментального определения коэффициентов.

Рекомендуется студентам всех специальностей вузов при изучении курсов "Детали машин", "Основы конструирования машин" и "Прикладная механика". Подготовлены на кафедре "Основы конструирования машин".

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П.Королева

Рецензент проф. Д.Е.Ч е г о д а е в

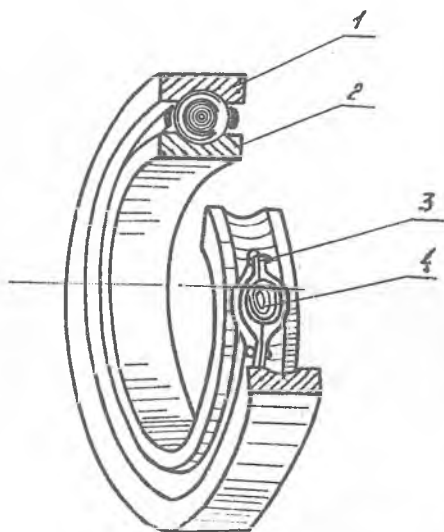
Цель работы - знакомство с теоретическими предпосылками оценки потерь энергии и экспериментальное определение коэффициентов зависимости для расчета момента сопротивления смазываемого шарикоподшипника при различных комбинациях осевой и радиальной нагрузок и частотах вращения.

ВВОД ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ РАСЧЕТА МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ВРАЩЕНИЮ СМАЗЫВАЕМОГО ШАРИКОПОДШИПНИКА ОСЬЮ ЗАВИСИМОСТИ СМАЗЫВАТЕЛЕМ

Подшипники качения - это опоры, в которых используются элементы качения (шарики и ролики), предназначенные для поддержания валов, осей и различных деталей, совершающих вращательное движение.

Шарикоподшипник, изображенный на рис. 1, состоит из наружного 1 и внутреннего 2 колец, сепаратора 3, разделяющего и направляющего тела качения (шарики) 4.

Потери энергии в подшипниках качения относительно невелики, обычно менее 2% от передаваемой мощности, если усилия в опорах зависят от нее. Природа сопротивления вращению подшипников качения очень сложна. В них имеют место практически все известные виды сопротивления движению. В о - п е р в ы х, потери на трение при перекатывании тел качения по желобам колец. Эти потери связаны с гистерезисными потерями при контактной деформации и с преодолением адгезионных связей контактирующих тел [1]. Суммарно эти потери учитываются коэффициентом трения качения f_k , зависящим в основном от материала контактирующих тел и почти не зависящим от усилия в контакте и скорости перекатывания.



Р и с. 1. Радиальный шарикоподшипник со змейковым сепаратором

В о - в т о р ы х, это потери на трение при перекачивании в масляной прослойке [2] из-за несимметричности эпюры давления в ней (рис. 2). Коэффициент трения, учитывающий этот вид потерь, возрастает с увеличением вязкости смазки и скорости качения и убывает с возрастанием нагрузки в контакте. На рис. 2 h_{min} - минимальная толщина смазочной прослойки в контакте.

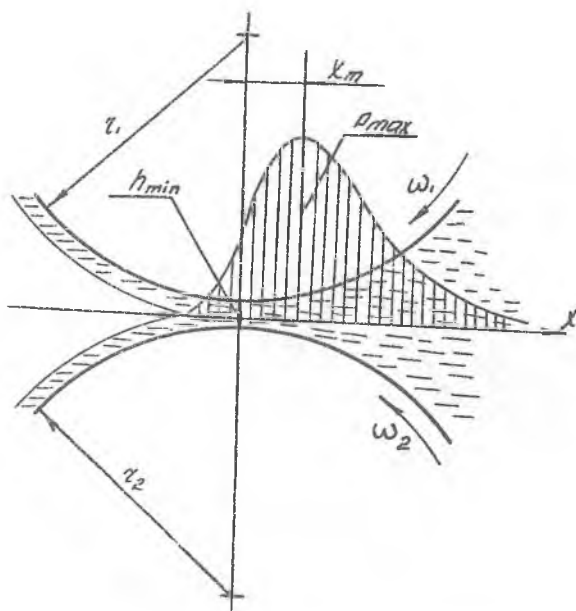
В - т р е т ь и х, это потери на трение скольжения в масляной прослойке как при качении, так, особенно, и при вращении в контактах [3] (рис. 3). Этот вид потерь при малых нагрузках пропорционален скорости вращения подшипника, вязкости

смазки и существенно возрастает за счет кривизны площадки контакта. На рис. 3 ω_k - угловая скорость качения, ω_B - угловая скорость вращения. Как показывают расчеты, момент сопротивления вращению на порядок выше момента сопротивления качению, и эта разница увеличивается с ростом угла контакта α_0 в подшипнике. Вот почему при одних и тех же нормальных усилиях в контактах тел качения при комбинированном нагружении сопротивление вращению подшипника должно быть больше, чем при чисто радиальном нагружении.

В - ч е т в е р т ы х, это потери при трении тел качения о сепаратор и сепаратора с кольцами, на перемешивание смазки и воздушно-масляной среды в подшипнике. В быстроходных подшипниках с циркуляционной смазкой эта доля сопротивления вращению подшипника может быть основной [4].

В настоящем исследовании полный момент сопротивления вращению в подшипнике качения традиционно представим в виде суммы [5]

$$T = T_0 + T_F,$$



Р и с. 2. Характер распределения давлений в слое смазки

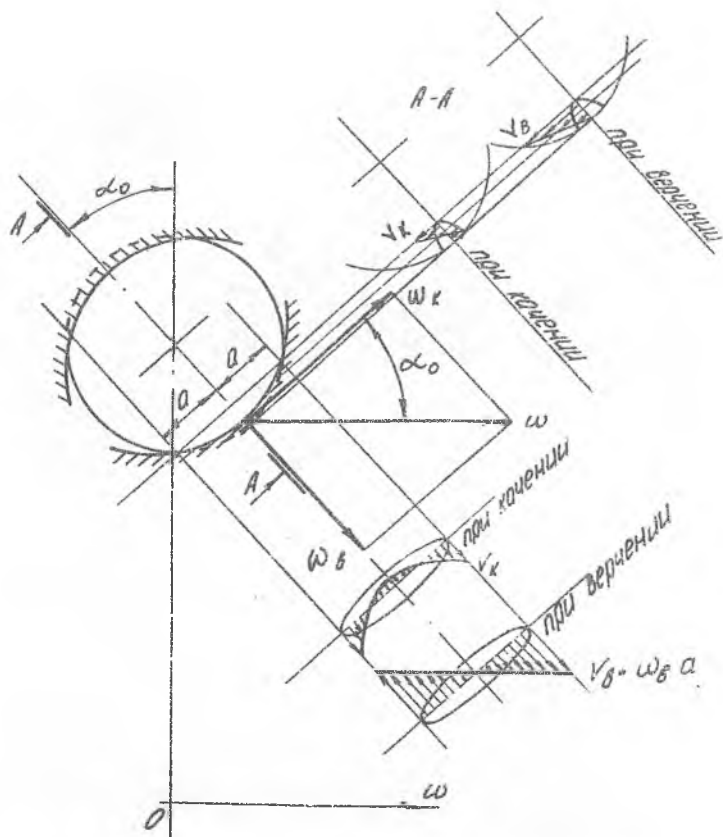
где T_0 - момент сопротивления, зависящий от конструкции подшипника, частоты вращения, способа и вязкости смазки и не зависящий от нагрузки;

T_F - момент сопротивления, зависящий от величины и характера нагрузки на подшипник.

Момент T_0 , достигающий значительной величины при высокой частоте вращения, возникает, в основном, от гидродинамических потерь в смазке.

Испытываемый реальный шарикоподшипник имеет змейковый сепаратор, который центрируется по шарикам и периодически смазывается капельным способом жидкой смазкой.

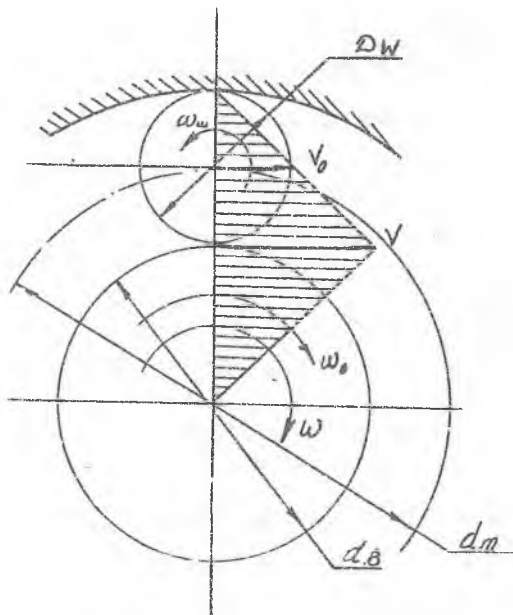
Предположим, что смазка полностью заполняет зазоры между шариками и гнездами сепаратора и режим трения в ней ламинарный. Тогда



Р и с. 3. Скорости скольжения в контакте шарика с внутренним кольцом

сопротивление вращению подшипника за счет гидродинамического трения в контактах шариков и сепаратора должно быть пропорционально угловой скорости его вращения.

Согласно рис. 4, где изображен план скоростей в подшипнике при отсутствии общего проскальзывания в контактах тел качения и колец, легко получить выражения для угловых скоростей элементов подшипника.



Р и с. 4. К кинематике шарикоподшипника

Угловая скорость вращения сепаратора

$$\omega_o = \frac{V}{2} \frac{2}{d_m} = \frac{\omega}{2} \frac{d_m - D_w}{d_m}.$$

Угловая скорость вращения шарика

$$\omega_w = \frac{V}{D_w} = \frac{\omega}{2} \frac{d_m - D_w}{D_w}.$$

Угловая скорость вращения шарика относительно сепаратора

$$\omega_{wo} = \omega_w + \omega_o = \frac{\omega}{2} \frac{d_m^2 - D_w^2}{d_m D_w},$$

здесь D_w - диаметр тела качения;

d_b - диаметр беговой дорожки на внутреннем кольце подшипника;

$d_m = d_g + D_w$ - диаметр окружности, проходящей по центрам тел качения;

$\omega = \frac{\pi n}{30}$ - угловая скорость вращения вала, c^{-1} ;

n - частота вращения вала, мин^{-1} .

Момент сопротивления вращению шарика при центральном положении его в гнезде сепаратора определим согласно рис. 5. На нем показаны:

O - центр шарика и сферической поверхности гнезда сепаратора;

OZ - радиальная ось;

OY - ось, параллельная оси подшипника;

OX - ось, касательная к траектории переносного движения центра шарика;

H_1, H_2 - размеры гнезда сепаратора в радиальном направлении;

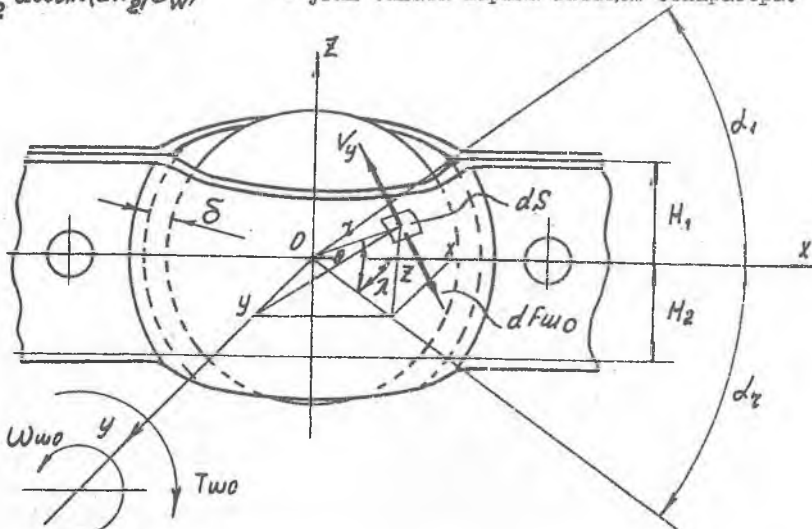
$r = D_w/2$ - радиус шарика;

δ - радиальный зазор между шариком и гнездом сепаратора;

$$\alpha_1 = \arcsin(2H_1/D_w),$$

$$\alpha_2 = \arcsin(2H_2/D_w)$$

- углы охвата шарика гнездом сепаратора.



Р и с. 5. К определению гидродинамического сопротивления вращению шариков и сепаратора

Элементарная площадка на поверхности шарика

$$dS = (z d\theta) (z \cos \theta d\lambda) = z^2 \cos \theta d\theta d\lambda.$$

Расстояние от элементарной площадки до оси вращения шарика - OY .

Имеем

$$\rho = \sqrt{x^2 + z^2} = z \sqrt{\cos^2 \theta \cos^2 \lambda + \sin^2 \theta}.$$

Скорость скольжения в контакте шарика и сепаратора $V_y = \rho \omega_{ш0}$.

Элементарная гидродинамическая сила трения (по Ньютону)

$$dF_{ш0} = \mu \frac{V_y}{\delta} dS = \mu \frac{\rho}{\delta} \omega_{ш0} dS,$$

здесь μ - динамическая вязкость смазки в контакте.

Элементарный момент сопротивления вращению

$$dT_{ш0} = dF_{ш0} \rho = \mu \frac{\rho^2}{\delta} \omega_{ш0} dS.$$

Полный момент сопротивления вращению шарика в гнезде сепаратора

$$T_{ш0} = \iint_S dT_{ш0} = \int_{-\alpha_2}^{\alpha_1} d\theta \int_0^{2\pi} \mu \frac{\omega_{ш0}}{\delta} z^4 (\cos^2 \theta \cos^2 \lambda + \sin^2 \theta) d\lambda =$$

$$= \mu \frac{\omega_{ш0}}{\delta} z^4 \pi (\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2 + \frac{1}{3} \sin^3 \alpha_1 + \frac{1}{3} \sin^3 \alpha_2) =$$

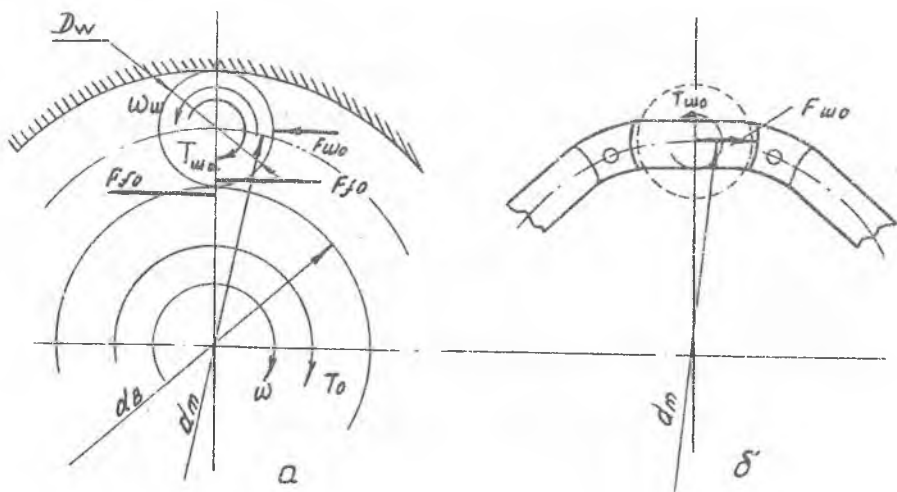
$$= \frac{\pi}{16} \mu \frac{D_w^2}{\delta} \left(H_1 + H_2 + \frac{4}{3} \frac{H_1^3 + H_2^3}{D_w^2} \right) \frac{d_m^2 - D_w^2}{d_m} \omega.$$

Из равновесия сепаратора (рис. 6) определяем усилие взаимодействия шарика и сепаратора

$$F_{ш0} = \frac{2T_{ш0}}{d_m}.$$

Из равновесия шарика (рис. 6) определяем требуемую силу трения F_{f0} в контакте шарика и беговой дорожки внутреннего кольца для преодоления сопротивления вращению сепаратора

$$F_{f0} D_w = T_{ш0} + F_{ш0} \frac{D_w}{2} = T_{ш0} \frac{d_m + D_w}{d_m}.$$



Р и с. 6. Гидродинамические усилия: а - на тела качения; б - на сепаратор

Отсюда

$$F_{f_0} = T_{w_0} \frac{d_m + D_w}{d_m D_w}.$$

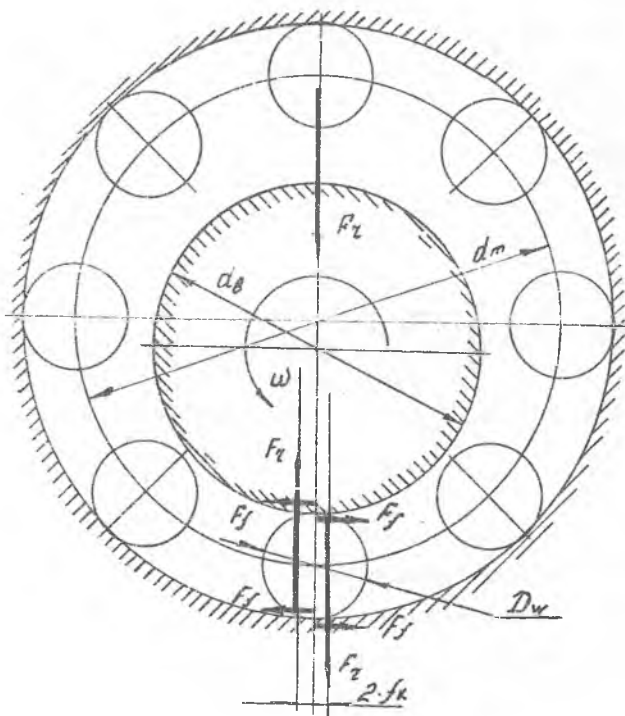
Тогда (рис. 6) полный момент сопротивления вращению подшипника, не зависящий от нагрузки, представлен как

$$T_0 = Z F_{f_0} \frac{d_g}{2} = \frac{\pi^2}{960} \mu z \frac{D_w}{\delta} \left(H_1 + H_2 + \frac{4}{3} \frac{H_1^3 + H_2^3}{D_w^2} \right) \left(\frac{d_m^2 - D_w^2}{d_m^2} \right) n = a n.$$

Таким образом, момент сопротивления вращению подшипника, не зависящий от нагрузки, пропорционален частоте его вращения. Коэффициент пропорциональности a зависит от вязкости смазки, числа тел качения, размеров их и сепаратора, а также зазоров в его гнездах. В настоящем исследовании он подлежит экспериментальному определению.

Момент сопротивления T_F , зависящий от нагрузки на подшипник, определяется преимущественно сопротивлением перекатыванию тел качения в контактах с кольцами.

Сначала определим сопротивление перекачиванию в подшипнике при его чисто радиальном нагружении. При наличии радиального зазора в подшипнике и малой нагрузке в контакте может быть одно или два тела качения. Допустим, что в контакте одно тело качения (рис. 7). При вращении внутреннего кольца к контактирующему шариком должна быть приложена касательная сила F_f , момент которой равен моменту реакции при качении шарика (рис. 7).



Р и с. 7. Усилия в контактах шарикоподшипника при радиальном нагружении

Имеем

$$F_f \cdot D_w = 2F_r f_k .$$

Отсюда

$$F_f = F_z \frac{2f_k}{D_w}$$

где F_z - радиальная нагрузка на подшипник;

f_k - коэффициент трения качения (принимается, что он не зависит ни от величины нагрузки, ни от скорости перекачивания).

Кстати, полагая $F_f = f F_z$, где f - коэффициент трения скольжения, получим условие отсутствия проскальзывания в контактах тел качения с кольцами

$$f > \frac{2f_k}{D_w}$$

Для преодоления сопротивления перекачиванию к вращающемуся кольцу необходимо приложить момент

$$T_{F_z} = F_f \frac{d_B}{2} + F_z f_k = F_z f_k \frac{d_m}{D_w}$$

Теперь определим сопротивление перекачиванию в подшипнике при чисто осевом нагружении (рис. 8). Примем равномерное распределение усилий по телам качения. Тогда нормальные усилия в контактах шариков

$$F_N = \frac{F_a}{z \sin \alpha_0},$$

где F_a - осевая сила на подшипник;

z - число шариков в подшипнике;

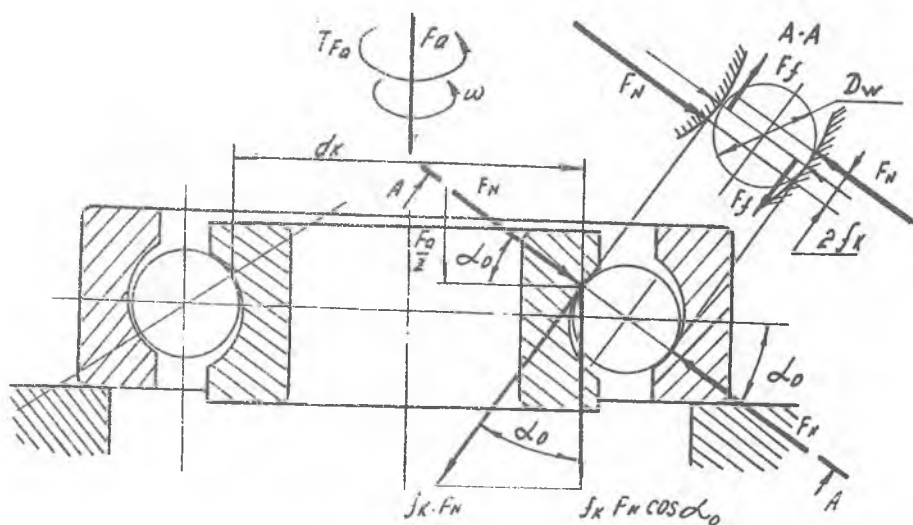
α_0 - угол контакта шариков с кольцами.

При вращении внутреннего кольца к контактирующему шарiku должна быть приложена сила F_f , момент которой равен моменту реакции при качении шарика

$$F_f D_w = 2 F_N f_k = 2 \frac{F_a}{z \sin \alpha_0} f_k$$

Отсюда

$$F_f = \frac{F_a}{z \sin \alpha_0} \frac{2f_k}{D_w}$$



Р и с. 8. Усилия в контактах шарикоподшипника при осевом нагружении

Для преодоления сопротивления перекатыванию к вращающемуся кольцу необходимо приложить момент

$$T_{Fa} = 2F_f \frac{d_k}{2} + 2F_N f_k \cos \alpha_0 = \frac{F_a}{\sin \alpha_0} f_k \frac{d_m}{D_w},$$

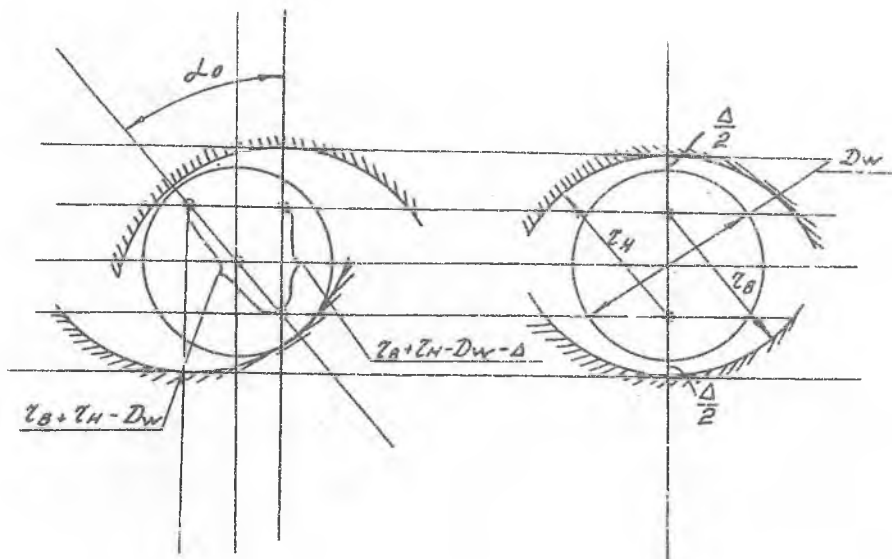
где $d_k = d_m - D_w \cos \alpha_0$ — диаметр беговой дорожки на внутреннем кольце.

Отношение моментов сопротивления, зависящих от нагрузки, выражается формулой

$$\frac{T_{Fa}}{T_{Fr}} = \frac{1}{\sin \alpha_0}$$

В свою очередь, угол контакта α_0 при малой осевой нагрузке зависит от радиального зазора Δ в подшипнике. Согласно рис. 9

$$\cos \alpha_0 = \frac{z_B + z_H - D_w - \Delta}{z_B + z_H - D_w}.$$



Р и с. 9. К определению угла контакта в шарикоподшипнике при малой осевой нагрузке

Здесь z_B, z_H - радиусы желобов соответственно внутреннего и наружного колец.

Необходимо отметить [6], что при соотношении нагрузок (рис. 10)

$$\frac{F_a}{F} = \sin \beta = \frac{F_a}{\sqrt{F_a^2 + F_z^2}} \gg \sin \alpha_0$$

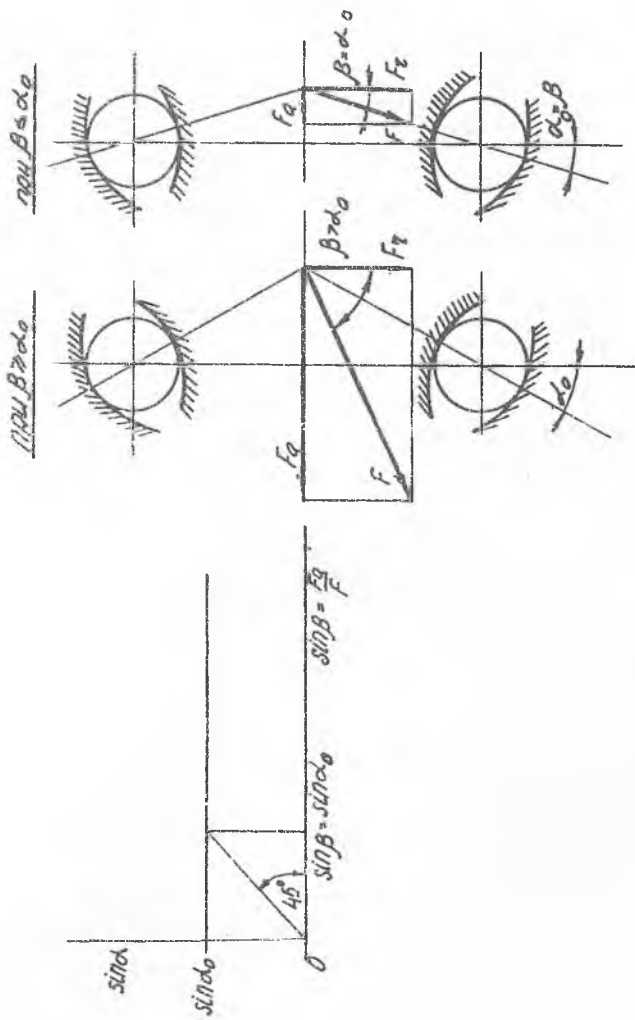
углы контакта шариков в подшипнике практически не изменяются и тогда

$$T_F = F \frac{\sin \beta}{\sin \alpha_0} f_H \frac{d_m}{D_w}$$

При $\sin \beta \ll \sin \alpha_0 - \alpha_0 \approx \beta$, тогда

$$T_F = F f_K \frac{d_m}{D_w}$$

Итак, окончательно, полный момент сопротивления вращению подшипника:



Р и с. 10. К определению угла контакта в шарикооптической при комбинированно нагружен

при $\beta > \alpha_0$

$$T = T_0 + T_F = a n + F \frac{\sin \beta}{\sin \alpha_0} f_k \frac{d_m}{D_w} = a n + b f_k ;$$

при $\beta < \alpha_0$

$$T = a n + F f_k \frac{d_m}{D_w} = a n + b f_k ,$$

где коэффициенты a и f_k подлежат определению экспериментально.

ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ ДППА

Экспериментальное определение моментов сопротивления вращению подшипников производится на установке типа ДППА, показанной на рис. II.

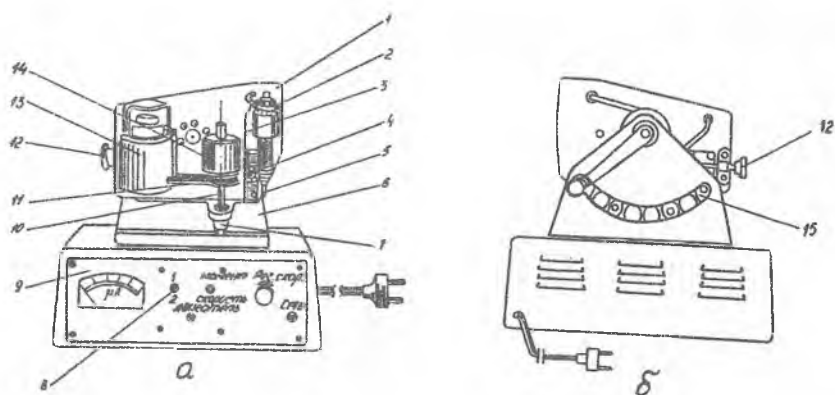
Техническая характеристика установки

1. Внутренний диаметр испытуемых подшипников, мм	5; 8; 12
2. Массы сменных грузов, кг	0,5; 1,0; 2,0
3. Шаг изменения направления нагрузки от осевой до радиальной, град	15
4. Номинальные частоты вращения электродвигателя установки, мин ⁻¹	3600...4600
5. Передаточное число ременной передачи	1,5

На установке можно определять зависимости моментов сопротивления в подшипниках от скорости вращения, величины и направления действующей на них нагрузки, которая создается сменными грузами в зависимости от наклона оси вращения, а также от размеров испытуемых подшипников.

Основные узлы установки собраны на вертикальной плите I, которая смонтирована на литой стойке 6, закрепленной на основании 9. Органы управления и микроамперметр расположены на передней панели.

Электродвигатель постоянного тока типа СП-26I смонтирован в корпусе I3, снабженном амортизаторами для уменьшения вибраций. Вращение на рабочий валik передается при помощи ременной передачи II.



Р и с. II. Общий вид установки ДША:
а - спереди; б - сзади

Регулирование натяжения ремня осуществляется перемещением корпуса в горизонтальной плоскости с помощью винта 10.

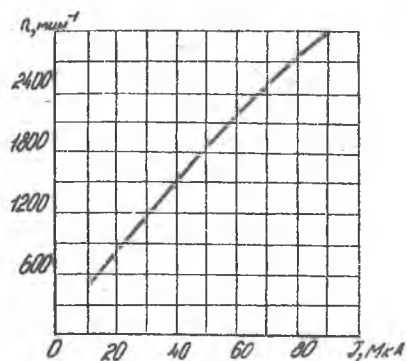
Рабочий валик 10 установки смонтирован на двух шарикоподшипниках, установленных в шпинделе 14. Верхняя часть валика имеет резьбовое отверстие, в которое ввинчивается узел испытуемого подшипника. На узел испытуемого подшипника устанавливаются и закрепляются винтом грузы 0,5; 1,0 и 2,0 кг. На грузах имеются поводки, которые входят в седловину плоской измерительной пружины 3.

С рабочим валиком связан тахогенератор 7, служащий для определения частоты вращения. Ток в цепи тахогенератора измеряется микроамперметром. График тарировки микроамперметра по частоте вращения приведен на рис. 12.

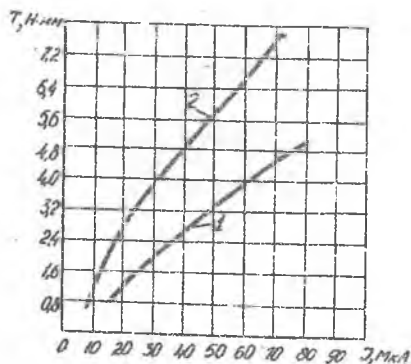
Измерение момента производят измерительным устройством, смонтированным на основании, которое крепится к плите винтом. Величина светового потока, создаваемого осветителем 5, измеряется фотодиодом 2 и зависит от положения шторки, укрепленной на конце деформированной пружины. Для регулирования жесткости измерительной пружины предусмотрен хомут 4 с зажимной рукояткой. Графики тарировки микроамперметра по величине момента приведены на рис. 13.

Конструкция установки обеспечивает поворот плиты с установленными на ней механизмами на 90° в вертикальной плоскости. С проти-

в противоположной стороны стойки смонтирован сектор I5 (см. рис. II) с пазами, позволяющими фиксировать положение плиты через каждые 15° .



Р и с. 12. График тарировки по частоте вращения



Р и с. 13. График тарировки по величине момента трения: 1 — при переключении тумблера I4 в положение "1"; 2 — при переключении тумблера I4 в положение "2"

На лицевой панели размещены микроамперметр и потенциометр "Рег. скорости" для бесступенчатого регулирования частоты вращения, предохранитель и четыре тумблера. Тумблер "Сеть" предназначен для включения установки в сеть постоянного тока 110 В. Тумблер "1-2" предназначен для изменения чувствительности измерительного прибора. Тумблер "Двигатель" предназначен для включения электродвигателя. Тумблер "Скорость-момент" предназначен для переключения микроамперметра с измерения скорости вращения рабочего валика на измерение момента трения.

Меры безопасности

1. Перед включением электродвигателя необходимо убедиться в надежности закрепления груза на подшипнике.

2. Во время работы запрещается прикасаться к вращающимся частям установки.

3. Запрещается открывать лицевую панель при включенной в сеть установке.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Перед выполнением работы микроамперметр должен быть отрегулирован и протарирован по моменту и частоте вращения валика шпинделя.

2. В рабочий валик ввинчивают выбранный узел испытуемого подшипника, устанавливают на него груз и фиксируют его сбоку стопорным винтом. Поводок груза должен быть введен в седловину измерительной пружины.

3. Тумблеры на передней панели ставят в положения "Сеть", "2", "Скорость" и "Двигатель". Регулятором скорости по тарировочному графику и показателям микроамперметра устанавливают выбранную частоту вращения вала.

4. Тумблер ставят в положение "Момент" и по показаниям микроамперметра, пользуясь тарировочным графиком, определяют момент трения в подшипнике. При недостаточной чувствительности микроамперметра тумблер переводится в положение "I".

5. Меняя угол наклона оси вращения рабочего валика, скорость его вращения и величину груза, определяют зависимости момента сопротивления от перечисленных факторов.

Результаты измерения заносятся в табл. I.

Т а б л и ц а I

Частота вращения, мин	Момент сопротивления вращению подшипника, Н·мм						
	Углы наклона оси вращения β						
	90°	75°	60°	45°	30°	15°	0
	Для груза $Q = 0,5$ кг						
900							
1200							
1600							
2000							
2400							

Частота вращения, мин	Момент сопротивления вращению подшипника, Н·мм						
	Углы наклона оси вращения β						
	90°	75°	60°	45°	30°	15°	0
Для груза $Q = 1,0$ кг							
800							
1200							
1600							
2000							
2400							
Для груза $Q = 2,0$ кг							
800							
1200							
1600							
2000							
2400							

7. Производится обработка результатов измерений и их анализ.

ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЙ

1. Определяется среднеарифметическое значение коэффициента пропорциональности a в выражении момента сопротивления вращению подшипника, не зависящего от нагрузки

$$a = \frac{\sum_{i=1}^m \Delta T_i}{m \Delta n_i}.$$

Здесь ΔT_i - приращение момента сопротивления вращению подшипника с данной комбинацией нагрузок (при постоянном угловом положении вала $\beta = const$) при изменении частоты вращения вала на величину Δn_i ; m - число слагаемых в сумме.

2. Определяется составляющая момента сопротивления вращению подшипника, зависящая от нагрузки

$$T_{F_i} = T_i - T_0 = T_i - a n_i.$$

3. Определяется угол контакта в подшипнике при осевом нагружении

$$\sin \alpha_0 = \frac{\sum_{i=1}^c T_{F2i}}{c T_{F0i}}$$

как среднеарифметическое по частотам вращения вала.

Здесь T_{F2i} - момент сопротивления вращению подшипника, зависящий от нагрузки, при его чисто радиальном нагружении ($\beta = 90^\circ$); T_{F0i} - момент сопротивления вращению подшипника, зависящий от нагрузки, при его чисто осевом нагружении ($\beta = 0^\circ$); c - число частот вращения подшипника при испытаниях.

4. Определение коэффициента трения качения f_k в выражении момента сопротивления вращению подшипника, зависящего от нагрузки, производится методом наименьших квадратов [7].

Если через T_F обозначить расчетное, а через T_{Fi} измеренное значение момента сопротивления, зависящего от нагрузки, то погрешность одного измерения

$$\Delta T_{Fi} = T_{Fi} - T_F = T_{Fi} - f_k F \frac{d_m \sin \beta}{D_w}$$

При i измерениях сумма квадратов отклонений

$$\Phi = \sum_{i=1}^i \left[T_{Fi} - f_k F \frac{d_m \sin \beta}{D_w} \right]^2$$

Согласно методу наименьших квадратов наилучшее значение параметра f_k будет такое, при котором сумма квадратов отклонений Φ является наименьшей. Из этого условия, дифференцируя Φ по f_k и приравняв нулю производную, получим

$$\sum_{i=1}^i \left[T_{Fi} - f_k F \frac{d_m \sin \beta}{D_w} \right] \frac{\sin \beta}{D_w} = 0$$

Отсюда для коэффициента трения качения получим выражение

$$f_k = \frac{D_w \sin \alpha_0}{F d_m} \frac{\sum_{i=1}^i T_{Fi} \sin \beta_i}{\sum_{i=1}^i \sin^2 \beta_i}$$

В подшипниках, работающих при невысоких частотах вращения, коэффициент трения качения $f_k = 0,0003 \dots 0,0010$ см; большие значения - при густой смазке и малых нагрузках.

5. Строятся графики зависимости $T_i = f(F_i, n_i, \beta_i)$;

$$T_i = T_o + T_F = a n_i + f_k F \frac{d_m \sin \beta}{D_w \sin \alpha_o} \quad \text{при } \beta \geq \alpha_o ;$$

$$T_i = T_o + T_F = a n_i + f_k F \frac{d_m}{D_w} \quad \text{при } \beta < \alpha_o$$

для каждого значения частоты вращения вала n_i .

6. На этих графиках откладываются экспериментальные значения T_i и делаются выводы о справедливости принятых гипотез и полученных на их основе зависимостей для определения моментов сопротивления вращению подшипника при комбинированном нагружении.

Основные характеристики подшипников, применяемых для исследования на установках, приведены в табл. 2.

Т а б л и ц а 2

п/п	Тип подшипника	Обозначение	Диаметр отверстия, d , мм	Средний диаметр, d_m , мм	Диаметр шарика, D_w , мм
1	Шариковый радиальный однорядный сверхлегкой серии диаметров 9	1000095	5,0	9,0	2,00
2	Шариковый радиальный однорядный особолегкой серии	18	8,0	13,5	3,97
3	То же	101	12,0	20,0	4,76

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Схема установки, ее краткое описание и параметры испытываемых подшипников.

2. Таблица результатов измерений (табл. I).

3. Основные теоретические зависимости по определению моментов сопротивлений вращению подшипника - T , T_o , T_F и результаты расчетов по определению коэффициентов a и f_k .

4. Графики зависимостей

$$T_i = f(F_i; r_i; \beta_i)$$

и экспериментальные точки.

5. Выводы. В выводах необходимо отметить соответствие теоретических зависимостей экспериментальным данным и значения коэффициента трения качения f_k среднестатистическим данным опытов.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие виды сопротивления вращению имеют место в подшипниках качения?
2. Почему момент сопротивления вращению подшипника зависит от частоты его вращения?
3. Какие параметры и каким образом влияют на сопротивление вращению подшипника?
4. Почему при осевом нагружении шарикоподшипника сопротивление вращению существенно выше, чем при радиальном?
5. Что необходимо предпринять для уменьшения момента сопротивления вращению шарикоподшипника?
6. Почему в контактах шаров с кольцами имеет место скольжение и как можно его снизить?

Библиографический список

1. Силин А.А. Трение и мы. М.: Наука, 1987, 192 с. (Б-ка "Квант". Вып. 57).
2. Капица П.Л. Гидродинамическая теория смазки при качении: Науч. тр. Физика и техника низких температур. М.: Наука, 1989. 392с.
3. Курушин М.И., Коцнир Д.С. Кинематика, напряжения и тепловыделение в радиально-упорных шарикоподшипниках с учетом влияния смазки // Применение контактно-гидродинамической теории смазки к исследованию деталей машин: Сб. науч. тр. / Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1969. Вып. 40.
4. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД. М.: Машиностроение, 1978. 172 с.
5. Перель Л.Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 543 с.

6. Курушин М.И. Кинематика и распределение усилий в быстрходных трех- и четырехточечных шарикоподшипниках с учетом смазки //Применение контактно-гидродинамической теории смазки к исследованию деталей машин: Сб. науч. тр. /Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1969. Вып. 40.

7. Гутер Р.С., Овчинский Б.В. Элементы численного анализа и математической обработки результатов опыта. М.: Наука, 1970. 432 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ СОСТАВЛЯЮЩИХ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ
ВРАЩЕНИЮ ШАРИКОПОДШИПНИКА
ПРИ КОМБИНИРОВАННОМ НАГРУЖЕНИИ

Составители: К у р у ш и н Михаил Иванович
Ж и л ь н и к о в Евгений Петрович

Редактор Т.И.К у з н е ц о в а
Техн. редактор П.И.К а л о ш н и к
Корректор Н.С.К у п р и я н о в а

Лицензия ЛР № 020301 от 28.11.91

Подписано в печать 7.06.94. Формат 60x84^I/₁₆.

Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл.печ.л. 1,39. Усл.кр.-отг. 1,45. Уч.-изд.л. 1,20.

Тираж 500 экз. Заказ 214. Арт. С-56/94.

Самарский государственный аэрокосмический
университет имени академика С.П.Королева.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

ИЮ Самарского государственного аэрокосмического
университета имени академика С.П.Королева.
443001 Самара, ул. Ульяновская, 18.