



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Основы конструирования машин»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к выполнению лабораторных работ
на тему
«Расчет подшипников»

Авторы
Кушнарев В.И.,
Маньшина Е.Ю.,
Савостина Т.П.

Ростов-на-Дону, 2016

Аннотация

Методические указания к лабораторным занятиям по курсам «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Основы проектирования» предназначены для студентов всех форм обучения.

Авторы

к.т.н., доцент кафедры «Основы конструирования машин»
И.В. Кушнарев

ст. преподаватель кафедры «Основы конструирования машин»
Е.Ю. Маньшина

ассистент кафедры «Основы конструирования машин»
Т.П. Савостина





Оглавление

Таблица исходных данных	4
Лабораторная работа	5
1. Ориентировочный выбор подшипников по динамической грузоподъемности	5
2. Расчет допустимых нагрузок и частот вращения подшипников скольжения	9
Область применения подшипников скольжения	10
Описание конструкции подшипника скольжения	11
Особенности конструкций	12
Металлические материалы	13
Контрольные вопросы по области применения, конструкции подшипников качения и подшипников скольжения	14
Бланк отчета	15

ТАБЛИЦА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

№ вари- анта	d мм	R кН	F_r кН	K_t	K_b	L_h тыс час	n об/мин
1	20	2	0,5	1,0	1,2	12	940
2	25	2,2	0,9	1,2	1,3	20	1430
3	30	2,4	1,2	1,0	1,5	12	2850
4	35	3,0	1,6	1,2	1,8	20	950
5	40	3,3	2,0	1,0	2,5	12	1460
6	45	3,6	3,0	1,2	1,0	20	2880
7	50	4,0	4,0	1,0	1,2	12	960
8	55	4,2	5,0	1,2	1,3	20	1480
9	60	4,4	6,0	1,0	1,5	12	2900
10	65	5,1	7,2	1,2	1,8	20	980
11	70	5,3	1,3	1,0	2,5	12	1430
12	75	5,7	3,2	1,2	1,1	20	2840
13	80	6,4	9,2	1,0	1,2	12	930
14	20	2,1	0,6	1,2	1,3	20	1460
15	25	2,3	0,8	1,0	1,5	12	2850
16	30	2,5	1,2	1,2	1,8	20	940
17	35	3,2	1,5	1,0	2,5	12	1480
18	40	3,4	2,1	1,2	1,1	20	2880
19	45	3,6	3,3	1,0	1,2	12	980
20	50	4,0	6,2	1,2	1,3	20	1430
21	55	4,2	1,5	1,0	1,5	12	2900
22	60	4,4	3,1	1,2	1,8	20	930
23	65	4,6	4,2	1,0	2,5	12	1460
24	70	5,1	2,3	1,2	1,1	20	2850
25	75	5,7	2,9	1,0	1,2	12	950
26	80	7,8	4,5	1,2	1,7	20	1450

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА**1. Ориентировочный выбор подшипников по динамической грузоподъемности**

(не учитывает дополнительные осевые нагрузки от действия радиальной силы в радиально-упорных подшипниках)

Подбор подшипников осуществляется по диаметру вала, принимаемому по внутреннему диаметру d подшипника и соотношению осевой нагрузке F_a и максимальной опорной реакции R . Внутренний диаметр определяет габаритные размеры подшипника, а $\frac{F_a}{R}$ – тип подшипника: $\frac{F_a}{R} \geq 0,3$ – радиально-упорный, $\frac{F_a}{R} < 0,3$ – упорный. От этих параметров зависит долговечность и динамическая грузоподъемность подшипника.

Выбор типоразмера подшипника по динамической грузоподъемности выполняют при частоте вращения $n = 10 \text{ мин}^{-1}$ (при $n = 1 \dots 10 \text{ мин}^{-1}$ расчет ведут, исходя из $n = 10 \text{ мин}^{-1}$).

Эквивалентная нагрузка Q для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шарико – и роликоподшипников находится по формуле:

$$Q = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_t, \quad (1)$$

где F_r и F_a – соответственно радиальная (суммарная реакция наиболее нагруженной опоры) и осевая нагрузка, кН;

V – коэффициент вращения:

$V = 1$ при вращении внутреннего кольца относительно вектора нагрузки;

$V = 1,2$ в случае вращения наружного кольца;

X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки, зависящей от типа подшипника.

Для радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами $X = 1$ и $Y = 0$, а для упорных подшипников $X = 0$ и $Y = 1$.

а) для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников с номинальным углом контакта $\alpha \leq 15^\circ$ параметр e находится по величине отношения

$$\frac{F_a}{F_r}.$$

Значения X и Y указываются в таблице 2 для каждого типоразмера подшипника

по отношению $\frac{Fa}{V \cdot Fr} \leq e$ или $\frac{Fa}{V \cdot Fr} > e$

б) для радиально-упорных шарикоподшипников, где $\alpha > 15^\circ$, конических роликовых, радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников e находится по углу контакта α , а по отношению $Fa/(VFr)$ – X и Y;

K_6 — коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки (табл. 1).

Таблица 1

Характер нагрузки на подшипник	K_6
Спокойная, толчки отсутствуют: маломощные редукторы и приводы, ролики ленточных конвейеров	1
С легкими толчками, кратковременные перегрузки до 125% от основной нагрузки; металлорежущие станки (кроме строгальных и долбежных), электродвигатели малой и средней мощности, малые вентиляторы	1..1,2
С умеренными толчками, кратковременные перегрузки до 150%: редукторы всех конструкций, коробки передач, центрифуги, мощные электрические машины	1,3...1,8
Нагрузка со значительными толчками, кратковременными перегрузками до 200%	1,8...2,5
С сильными ударами, кратковременные перегрузки до 390%: ковочные машины, копры, валки прокатных станов строгальные и долбежные станки, мощные вентиляторы	2...3

K_t — температурный коэффициент,

t	100°	125°	150°	200°	250°
K_t	1	1,05	1,1	1,25	1,4

Два варианта расчета

1. Долговечность (ресурс) выбранного типоразмера подшипника рассчитывается в миллионах оборотов или часах

$$L = \left(\frac{C}{Q}\right)^P \text{ (млн.об)} \text{ или } L_h = \left(\frac{10^6}{60 \cdot n}\right) \cdot \left(\frac{C}{Q}\right)^P \text{ (час.)},$$

где P – эквивалентная нагрузка, H (см. ниже);

p — показатель степени:

для шарикоподшипников $p = 3$;

для роликоподшипников $p = 3,33$.

Пригодность выбранного подшипника следует из условия: $[L_h] \leq L_h$, где $[L_h]$ заданный ресурс работы редуктора или подшипника

2. *Динамическая грузоподъемность рассчитывается в кН*

$$C = Q \cdot \sqrt[p]{\frac{60n \cdot L_h}{10^6}}, \text{кН или } L_h = \left(\frac{10^6}{60 \cdot n} \right) \cdot \left(\frac{C}{Q} \right)^p \text{ (час.)},$$

Пригодность выбранного подшипника следует из условия:

$$C \leq [C],$$

где $[C]$ паспортная динамическая грузоподъемность выбранного подшипника.

Если $[C] > (2,5 \dots 3,0) C$, следует:

- при принятом диаметре вала выбрать более легкую серию подшипника с меньшим значением $[C]$;
- выбрать материал вала с более высокими механическими характеристиками, что уменьшит диаметр вала, внутренний диаметр подшипника и $[C]$;
- выбрать для зубчатой передачи материалы с большей твердостью.

Таблица 2.

Вид		$\frac{Fa}{Co}$	e	Подшипник однорядный			
				$\frac{Fa}{R} \leq e$		$\frac{Fa}{R} > e$	
				X	Y	X	Y
Шариковый радиальный		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
		0,170	0,34				1,31
		0,280	0,38				1,15
		0,420	0,42				1,04
		0,560	0,44				1,00
Шариковый радиально-упорный		$\alpha = 12^\circ$		1	0	0,46	1,81
							1,62
							1,46
							1,34
							1,22
							1,13
							1,04
							1,01
							1,00
		$\alpha = 15^\circ$		1	0	0,44	1,47
							1,40
							1,30
							1,23
							1,23
							1,19
							1,12
							1,02
							1,00
$\alpha = 26^\circ$		1	0	0,37	0,87		
					$\alpha = 36^\circ$		0,66
							$\alpha = 40^\circ$
Шариковый сферический двухрядный.			$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	1	0	0,40	$0,40 \operatorname{ctg} \alpha$
Роликовый конический однорядный			$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	1	0	0,40	$0,40 \operatorname{ctg} \alpha$
Роликовый сферический двухрядный.			$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	1	$0,45 \operatorname{ctg} \alpha$	0,67	$0,67 \operatorname{ctg} \alpha$

2. Расчет допустимых нагрузок и частот вращения подшипников скольжения

Таблица исходных данных

№ варианта	d мм	D мм	D ₁ мм	ℓ мм	[p] МПа	[pv] МПаМ/с	Материал вкладыша
1	22	28		10	0,5	2,5	Чугун антифрикционный АКЧ-1
2	25	32		12	12	12	Чугун антифрикционный АКЧ-2
3	30	38	44	16	15	15	Бронза БрОЮФ1
4	32	40	46	20	15	12	Бронза БрА9Ж4
5	40	50		22	12	10	Латунь ЛЦ14К3С3
6	45	55		32	15	10	Баббит Б16
7	50	60	68	40	0,5	2,5	Чугун антифрикционный АКЧ-1
8	60	75	83	50	12	12	Чугун антифрикционный АКЧ-2
9	67	82		60	15	15	Бронза БрОЮФ1
10	71	90		60	15	12	Бронза БрА9Ж4
11	75	95		80	12	10	Латунь ЛЦ14К3С3
12	80	100	110	80	15	10	Баббит Б16
13	85	105	115	100	0,5	2,5	Чугун антифрикционный АКЧ-1
14	90	110		50	12	12	Чугун антифрикционный АКЧ-2
15	100	120		125	15	15	Бронза БрОЮФ1
16	22	28	34	10	15	12	Бронза БрА9Ж4
17	25	32	38	12	12	10	Латунь ЛЦ14К3С3
18	30	38		16	15	10	Баббит Б16
19	32	40		20	0,5	2,5	Чугун антифрикционный АКЧ-1
20	40	50		22	12	12	Чугун антифрикционный АКЧ-2
21	45	55	63	32	15	15	Бронза БрОЮФ1
22	50	60	68	40	15	12	Бронза БрА9Ж4
23	60	75	83	50	12	10	Латунь ЛЦ14К3С3
24	67	82		60	15	10	Баббит Б16
25	71	90		60	0,5	2,5	Чугун антифрикционный АКЧ-1
26	75	95	105	80	12	12	Чугун антифрикционный АКЧ-2
27	80	100	110	80	15	15	Бронза БрОЮФ1
28	85	105		100	15	12	Бронза БрА9Ж4
29	90	110		50	12	10	Латунь ЛЦ14К3С3
30	100	120	130	125	15	10	Баббит Б16

ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Подшипники скольжения применяют в двигателях внутреннего сгорания, паровых и газовых турбинах, насосах, компрессорах, центрифугах, прокатных станах, в тяжелых редукторах и других машинах:

- при ударных и вибрационных нагрузках
- при особо высоких частотах вращения
- для точных опор с постоянной жесткостью
- для опор с малыми радиальными размерами
- для разъемных опор
- для особо крупных и миниатюрных опор
- при работе в экстремальных условиях (высокие температуры, абразивные и агрессивные среды)
- для неответственных и редко работающих механизмов

Достоинства подшипников скольжения:

- сохранение работоспособности при высоких угловых скоростях валов;
- выдерживание больших радиальных нагрузок;
- возможность изготовления разъемной конструкции, что допускает их применение для коленчатых валов;
- небольшие габариты в радиальном направлении;
- сохранение работоспособности в особых условиях (в химически агрессивных средах, воде, при значительном загрязнении);
- бесшумность работы;
- виброустойчивость;
- простота изготовления и ремонта.

Недостатки подшипников скольжения:

- большое изнашивание вкладышей и цапф валов;
- необходимость постоянного ухода и большой расход смазочных материалов;
- значительные габариты в осевом направлении (длина вкладышей может достигать $3d$, где d - диаметр цапфы вала).

ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Подшипником скольжения называют опору для поддержания вала (или вращающейся оси). В таком подшипнике цапфа вращающегося вала (или оси) скользит по опоре, отделенная от нее слоем смазки.

Подшипник скольжения рис 1. состоит из корпуса 1,2 (который может быть разъемным и неразъемным) и рабочего элемента — втулки 3, которая монтируется на вал и болтов 4.

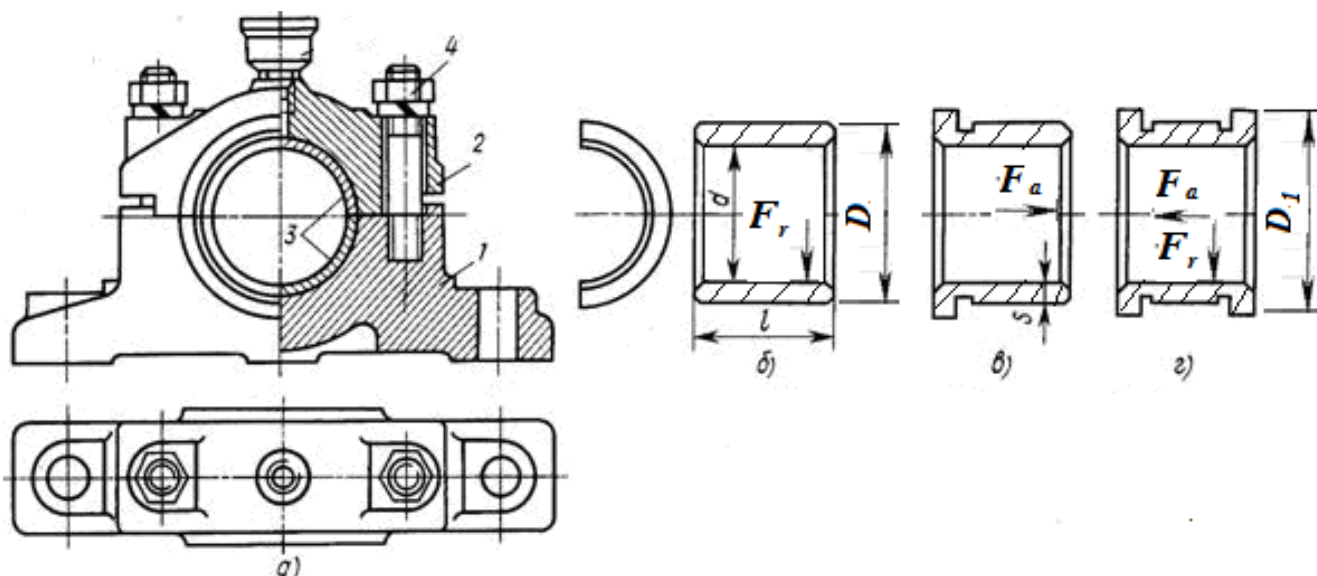


Рис. 1 Разъемный подшипник скольжения

б) радиальный вкладыш, в) упорный вкладыш,

г) радиально-упорный вкладыш

Для уменьшения изнашивания необходимо рационально выбирать материал трущихся пар и обеспечить нормальные условия смазывания рабочих поверхностей. Корпуса подшипников можно изготавливать из чугуна или стали литыми или сварными.



ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ

Существенное влияние на работоспособность оказывает выбор оптимального отношения длины подшипника ℓ к диаметру d .

Оптимальное отношение ℓ / d для большинства стационарных машин равно 0,6...0,9. Более высокие значения отношения оправданы только в случаях высоких требований к демпфированию колебаний, особо высокой жесткости валов или самоустанавливающихся конструкций подшипников.

МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ

Материал вкладыша	V , м/с	$[p]$ МПа	$[pv]$ МПа· м/с
Чугун серый СЧ-36	0,5	4	
	1,0	2	—
Чугун антифрикционный:			
АКЧ-1	5	0,5	2,5
АВЧ-2	1	12	12
Бронза:			
БрОЮФ1	10	15	15
БрА9Ж4	4	15	12
Латунь ЛЦ14К3С3	2	12	10
Баббит:			
Б16	12	15	10
БС6	6	с	5
Металлокерамика:			
бронзографит	2	4	—
железографит	2	5,5	—
Полиамидные пластмассы — капрон АК-7	4	15	15
Пластифицированная древесина (смазка водой)	1	10	—
Резина (смазка водой)	—	2...6	—

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ПО ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ, КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

1. С учетом достоинств и недостатков подшипников скольжения назовите машины, в которых их можно применять.
2. Чем принципиально отличаются подшипники качения от подшипников скольжения?
3. Перечислите основные виды разрушения деталей подшипников.
4. Назовите основные причины, влияющие на долговечность подшипников качения.
5. Назовите критерии работоспособности, по которым рассчитываются подшипники.



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ДГТУ)**

Кафедра "Основы конструирования машин"

БЛАНК ОТЧЕТА

Лабораторная работа

Тема: «Расчёт подшипников ».

Выполнил: Студент гр. _____

Принял _____

20 г.

Цель работы: _____

1. Ориентировочный расчет подшипников качения

1.2. Исходные данные для выбора подшипника

d, мм	F _r , кН	F _a , кН	K _b	K _t	L _h , тыс. час	n, об/мин

1.3. Выбор типа подшипника по отношению

$$\frac{F_a}{F_r} =$$

Оценка соотношения $\frac{F_a}{F_r}$, выбор подшипника из справочника.

d, мм	D, мм	B, мм	[C] кН	[Co] кН	α	№ под- шипника	ГОСТ
						№	

1.4. Эскиз подшипника

1.5.

Тип подшипника	$\frac{Fa}{[Co]}$	e	X	Y	V
$\alpha < 15^\circ$					
$\alpha > 15^\circ$					

1.6. Расчет эквивалентной динамической Нагрузки Q .

1.6.1 $Q = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot k_\delta \cdot k_t =$

1.6.2 $Q = V \cdot F_r \cdot k_\delta \cdot k_t =$

1.6.3 $Q = F_a \cdot k_\delta \cdot k_t =$

1.7. Расчет долговечности в миллионах оборотов

$L = \frac{Lh \cdot 60 \cdot n}{10^6} =$

1.8. Расчет динамической грузоподъемности,

Показатель степени $p=3$ для шариковых, $p=3,33$ для роликовых подшипников

$C = Q \cdot \sqrt[p]{L} =$ кН

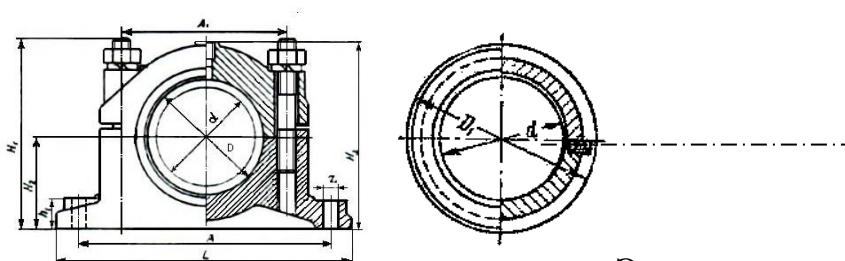
1.9. Сравнить C и $[C]$.

Сделать вывод по результатам расчетов. Дать рекомендации.

1.10. Данные вновь утвержденного варианта подшипника

d, мм	D, мм	B, мм	C кН	Co кН	α	№ подшипника	ГОСТ
						№	

2. Расчет подшипников скольжения



Эскиз вкладыша

2.1 Определить допустимую при пуске привода радиальную нагрузку

$[Fr] = [p] \cdot d \cdot \ell = \underline{\hspace{2cm}} \cdot \underline{\hspace{2cm}} \cdot \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ Н}$

2.2 Определить осевую нагрузку

$$[Fr] = [p] \cdot \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \text{-----} = \text{-----} H$$

2.3 Определить допустимую частоту вращения

$$[n] = \frac{60[v]}{\pi d} =$$

где $[v] = [pv]/[p] = \text{-----} \cdot \text{-----} = \text{-----} \text{ м/с}$

d, мм	ℓ мм	d/ℓ	[Fr], Н	[v], м/с	[n] Об/мин