



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Робототехника и мехатроника»

Методические указания
к выполнению практических работ
по дисциплине

**«Детали мехатронных
модулей, роботов и их
конструирование»**

Автор

Мироненко Р.С.

Ростов-на-Дону, 2015

Аннотация

Практические работы по дисциплине “Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование” будут проходить в форме семинарских занятий в соответствии с темами, обозначенными в рабочей программе по данной дисциплине.

Первая часть семинарских занятий посвящена рассмотрению методик проектных и проверочных расчетов преобразователей движения мехатронных модулей и роботов.

Вторая часть семинарских занятий посвящена рассмотрению методик расчетов параметров упорного гидростатического подшипника и дискового электромагнитного тормозного устройства.

Темы семинарских занятий имеют непосредственное отношение к курсовому проектированию в рамках данной дисциплины.

Пособие предназначено для студентов очной формы обучения направлений 221000, 15.03.06 «Мехатроника и робототехника».

Автор

к.т.н., доцент кафедры «РиМ»
Мироненко Р.С.



Оглавление

Семинарское занятие №1 “Методики проектных и проверочных расчетов преобразователей движения мехатронных модулей, роботов. Шарико-винтовая передача”	4
Семинарское занятие №2 “Методика расчета параметров упорного гидростатического подшипника”	11
Семинарское занятие №3 “Методика расчета дискового электромагнитного тормозного устройства”	21

СЕМИНАРСКОЕ ЗАНЯТИЕ №1 “МЕТОДИКИ ПРОЕКТНЫХ И ПРОВЕРОЧНЫХ РАСЧЕТОВ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ ДВИЖЕНИЯ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ, РОБОТОВ. ШАРИКО-ВИНТОВАЯ ПЕРЕДАЧА”

Цель занятия: ознакомиться с методиками проектных и проверочных расчетов шарико-винтовой передачи.

Расчёт геометрических параметров винта шарико-винтовой передачи

Для определения геометрических параметров звеньев механизма вначале задаемся некоторыми величинами в первом приближении.

Условие устойчивости винта определяется по формуле:

$$n_y = \frac{J_{расч} \cdot q \cdot E_y}{F_{нагр} \cdot l^2_{р.г.}}$$

где

n_y – коэффициент запаса устойчивости, для вертикальных винтов $n_y = 2$ (для горизонтальных $n_y = 4$);

$F_{нагр}$ – максимальное усилие передачи, Н;

$l_{р.г.}$ – рабочая длина гайки (принимают равной 2-4 шагам винта), мм;

q – коэффициент закрепления винта, $q=40$;

E_y – модуль упругости первого рода материала винта, $E_y = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па;

$J_{расч}$ – приведенный к винту момент инерции поступательно перемещающихся масс, мм⁴.

Угловая скорость гайки (винта) определяется по формуле:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

где

n – частота вращения вала двигателя ММ.

Робототехника и мехатроника

Передаточное отношение ШВП определяется по формуле:

$$U_{вп} = \frac{\omega}{U_{вых}}$$

где

$U_{вых}$ – линейная скорость винта (гайки), т.е. выходного звена ММ.

Значение $U_{вп}$ рекомендуется принимать в пределах от 300 до 2000 м⁻¹.

Шаг резьбы определяется по формуле:

$$P = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot \pi}{U_{вп} \cdot K}$$

где

K – число заходов резьбы (обычно ШВП выполняются однозаходными, т.е. $K=1$).

Результат вычисления шага резьбы, полученный в мм, округляется до ближайшего стандартного числа из ряда:

1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 24.

Полученное значение шага резьбы используется для определения рабочей длины гайки $l_{р.г.}$

Приведенный к винту (валу) момент инерции поступательно перемещающихся масс равен, мм⁴:

$$J_{расч} = \frac{n_y \cdot F_{нагр} \cdot l_{р.г.}^2}{q \cdot E_y}$$

Средний диаметр винта определяют по формуле:

$$d_{ср} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot J_{расч}}{\pi}}$$

Значение диаметра винта округляется до ближайшего большего стандартного значения из ряда:

3,5; 4; 4,5; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100

Робототехника и мехатроника

Диаметр шариков равен, мм:

$$d_{ш} = K_p \cdot P$$

где

K_p – коэффициент шага резьбы, равный 0,6.

Результат $d_{ш}$ округляют до ближайшего большего стандартного значения:

0,25; 0,30; 0,36; 0,635; 0,68; 0,7; 0,8; 0,84; 0,85; 1,0; 1,2; 1,3; 1,5; 1,558; 1,984; 2,0; 2,381; 2,5; 2,778; 3,0; 3,175; 3,5; 3,572; 4,0; 4,366; 4,5; 4,763; 5,0; 5,159; 5,5; 5,556; 5,8; 6,0; 6,35; 6,5; 6,747; 7,0; 7,144; 7,5; 7,938; 8,0; 8,334; 8,5; 8,731; 9,0; 9,575; 9,992; 10,0; 10,319; 10,716; 11,0; 11,112; 11,5; 11,509; 11,906; 12,0

Угол подъема винтовой линии на среднем радиусе ходового винта:

$$\psi = \arctg \frac{P \cdot K}{\pi \cdot d_0}$$

где

d_0 – диаметр окружности, на которой располагаются центры шариков (см. рис. 2.1); d_0 считать равное $d_{ср}$.

Приведенный угол трения качения определяется по формуле:

$$\rho_k = \arctg \frac{2f_k}{d_{ш} \cdot \sin \beta}$$

где

f_k – приведенный коэффициент трения качения (при закаленных винтовых поверхностях HRC > 58 и стальных шариков твердостью HRC > 63 принимают $f_k=0,007...0,01$ мм);

β – угол контакта шариков с винтом и гайкой; для круглой канавки $\beta = 30^\circ$.

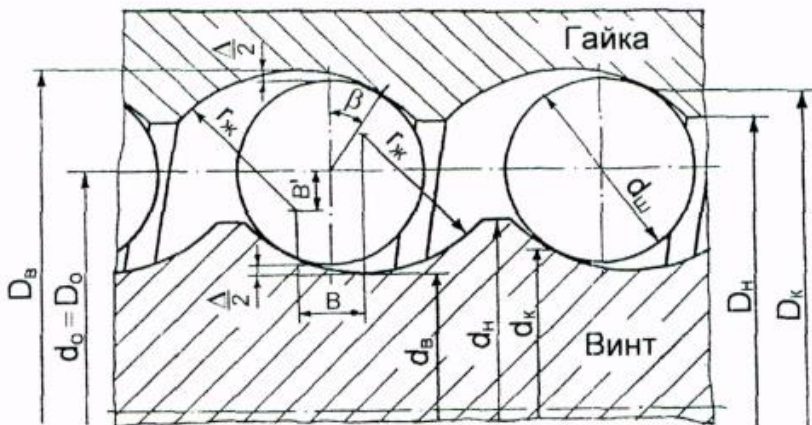


Рисунок 2.1 – Геометрия шарико-винтовой передачи

Коэффициент полезного действия винтовой пары:

$$\eta_{en} = \frac{tg \psi}{tg(\psi + \rho_k)}$$

Длина развертки рабочей части винтовой шариковой канавки определяется как:

$$l_{p.k} = \frac{l_{p.z.}}{\sin(\psi)}$$

Расчетное количество шариков:

$$Z_p = \frac{l_{p.k.}}{d_{ш}}$$

Полученный результат округляют до ближайшего большего целого значения.

Уточнение длины гайки производят по формулам:

Робототехника и мехатроника

$$l_{p.k} = Z_p \cdot d_{ш}$$

$$l_{p.z} = l_{p.k} \cdot \sin(\psi)$$

Зазор между винтом (гайкой) и шариком:

$$\frac{\Delta}{2} = 0,04 \cdot d_{ш}$$

Радиус канавки (радиус профиля резьбы винта и гайки) определяется из выражений:

при $d_{ш} \leq 8\text{мм}$

$$r_{жс} = 0,51 \cdot d_{ш}$$

при $d_{ш} > 8\text{мм}$

$$r_{жс} = 0,53 \cdot d_{ш}$$

Внутренний диаметр винта:

$$d_{в} = d_{ср} - 2r_{жс} - \frac{\Delta}{2}$$

Внешний диаметр винта:

$$d_{н} = d_{в} + 2h_1$$

где

h_1 – глубина профиля резьбы у винта и гайки;

$$h_1 = (0,3...0,35)d_{ш}$$

Расчёт геометрических параметров гайки шарико-винтовой передачи

Смещение профиля резьбы в радиальном направлении, мм:

$$B' = \left(r_{жс} - \frac{d_{ш}}{2} \right) \cdot \cos \beta$$

Внутренний диаметр гайки, мм:

Робототехника и мехатроника

$$D_{\epsilon} = d_{cp} + 2 \cdot (r_{\text{жс}} - B')$$

Диаметр окружности, по которой происходит контакт шариков с гайкой, мм:

$$D_k = d_{cp} + 2 \cdot r_{\text{жс}} \cdot \cos \beta$$

Внешний диаметр гайки, мм:

$$D_n = D_{\epsilon} - 2 \cdot h_1$$

Наружный диаметр гайки при расположении в ней возвратного канала, мм:

$$D = 1,3 \cdot D_{\epsilon} + 2 \cdot d_{iu} + 10$$

Наружный диаметр гайки при расположении возвратного канала вне гайки, мм:

$$D = 1,3 \cdot D_{\epsilon}$$

Проверочный расчёт передачи по контактным напряжениям

Условие контактной прочности:

$$\sigma_{H \max} = 0,245 \cdot n_p \cdot \sqrt[3]{F_{A\Sigma} \cdot E_y^2 \cdot \left(\frac{2}{r_{iu}} - \frac{1}{r_{\text{жс}}} + \frac{2}{r_{\epsilon}} \right)^2} \leq [\sigma]_H$$

где

$\sigma_{H \max}$ – максимальные контактные напряжения, МПа;

$[\sigma]_H$ – допускаемые контактные напряжения, МПа (для винтовых поверхностей винта и гайки твердостью $HRC \geq 53$ и шариков твердостью $HRC \geq 63$ допускаемые контактные напряжения равны $[\sigma]_H = 3500 \dots 5000$ МПа);

r_{iu} – радиус шарика, $r_{iu} = d_{ш}/2$, мм;

r_{ϵ} – внутренний радиус винта, $r_{\epsilon} = d_{в}/2$, мм;

$$E_y = (2 \dots 2,5) \cdot 10^5 \text{ МПа};$$

$F_{A\Sigma}$ – суммарная осевая сила,

Робототехника и мехатроника

$$F_{A\Sigma} = F_{нагр} + F_H$$

F_H – сила предварительного натяга,

$$F_H = (0,25...0,35) \cdot F_{нагр};$$

n_p – коэффициент нагрузки, определяемый в зависимости от отношения главных кривизн А/Д по таблице 2.1.

Главная кривизна в плоскости наиболее плотного касания:

$$A = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{r_{иу}} - \frac{1}{r_{жс}} \right)$$

Главная кривизна в плоскости наименее плотного касания:

$$D = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{r_{иу}} + \frac{1}{r_{вн}} \right)$$

Таблица 2.1 – Значения коэффициента нагрузки n_p

А/Д	n_p	А/Д	n_p	А/Д	n_p
1,0000	1,0000	0,2967	0,9262	0,05797	0,7144
0,8459	0,9985	0,2501	0,9067	0,04237	0,6740
0,6816	0,9919	0,2004	0,8766	0,02962	0,6300
0,5022	0,9746	0,1462	0,8386	0,01787	0,5721
0,3410	0,9409	0,09287	0,7774	0,00385	0,4267

Самостоятельно выполнить проверочные расчеты винта ШВП на устойчивость: на статическую и на динамическую (см. справочник конструктора, Анурьев В.И., 2001г, т.2, стр.800).

СЕМИНАРСКОЕ ЗАНЯТИЕ №2

“МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ УПОРНОГО ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА”

Цель занятия: ознакомиться с методикой расчета параметров упорного гидростатического подшипника.

В шпindelных узлах (ШУ) с гидростатическими опорами, работающих при небольших осевых нагрузках (например, в станках для врезного шлифования), часто применяют упорные гидростатические подшипники (УГП).

Положение шпинделя, определяемое осевым зазором h (рисунок 2.1, а) в УГП, устанавливается автоматически (при подаче масла под давлением p_n в систему питания опор) вследствие действия постоянной осевой силы со стороны кармана 2. Это позволяет выбрать общий осевой зазор на порядок больше рабочего зазора h и тем самым снизить трудоемкость изготовления и сборки ШУ.

В ШУ, изображенном на рисунке 2.1, а (схема I) масло от насоса под давлением p_n поступает в кольцевые камеры, а затем в карманы 1 и 2 УГП через кольцевые щели с высотой, равной зазору h_r в радиальном подшипнике, и длиной, равной ширине перемычки $l_1(l_2)$. Эти щели являются дросселями трения, так как при $h_r \gg l_1(l_2)$ течение жидкости в них ламинарное.

Таким же дросселем является и щель на сливе масла из кармана 2, потому что $h_c \ll l_c$. При любом осевом положении шпинделя в кармане 2 будет избыточное давление, зависящее только от соотношения гидравлических сопротивлений указанных дросселей. Из кармана 1 масло сливается через щель между торцевыми поверхностями бурта, отделяющего этот карман от дренажной полости (в данном случае атмосферы), и ступени на шпинделе.

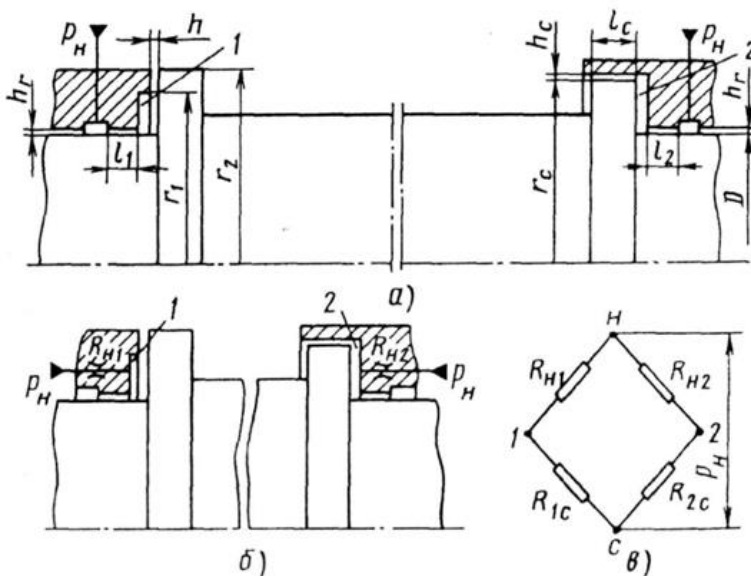


Рисунок 2.1 – Упорный гидростатический подшипник для шпиндельного узла типа шпиндель-поршень: *а* – входные дроссели размещены во втулках радиальных подшипников (схема I); *б* – входные дроссели размещены вне радиальных подшипников (схема II); *в* – электрическая модель при статической нагрузке (*н* и *с* – узловые точки (нагнетание и слив), разность потенциалов между которыми соответствует давлению p_H в системе питания опоры).

В отличие от рассмотренной схемы в схеме II (рисунок 2.1, *б*) масло в карманы 1 и 2 подается через автономные дроссели, обычно капиллярного типа в виде каналов круглого или треугольного сечения.

Конструктивные схемы I и II различаются расположением входных дросселей трения и их геометрическими характеристиками.

Размещение дросселей по схеме I целесообразно, когда в радиальной опоре применен подшипник с внутренним дросселированием и для подвода масла к обоим подшипникам ШУ можно ограничиться одной общей кольцевой камерой с давлением p_H .

При выборе конструктивных параметров данного УГП оценивают их влияние на основные характеристики подшипника, к которым при статических расчетах относят: жесткость и несущую

способность, геометрические параметры дросселей трения и расход масла, а также потери мощности источника питания гидросистемы (на прокачку масла) и привода вращения шпинделя (на жидкостное трение).

Приведенные ниже расчетные формулы получены для конструктивной схемы I с использованием электрической аналогии между расходом жидкости и силой тока, давлением и потенциалом, сопротивлением жидкостному трению и активным сопротивлением при общепринятых для таких расчетов допущениях о несжимаемости рабочей жидкости (масла), отсутствии тепловых и обусловленных действием давления деформаций элементов УГП и идеальной геометрической форме опорных поверхностей.

В общем случае положению шпинделя в равновесии соответствует равенство $p_1 \cdot F_1 = p_2 \cdot F_2$, где p_1 и p_2 – давления в карманах 1 и 2; F_1 и F_2 – эффективная площадь кармана 1 и площадь шпинделя-поршня в кармане 2, равные соответственно:

$$F_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (A^2 - D^2) \quad (2.1)$$

где

D – диаметр вала (для определения диаметра вала можно воспользоваться справочником конструктора Анурьева В.И., том №2, стр.16-18);

параметр $A = 1,5 \cdot D = r_1 + r_2 = 2 \cdot r_c$;

r_1 и r_2 – радиусы соответственно 1-го кармана и ступени вала у 1-го кармана (см. рисунок 2.2, а);

r_c – радиус ступени вала у 2-го кармана.

$$F_2 = \pi \cdot \left(r_c^2 - \frac{D^4}{4} \right) \quad (2.2)$$

Из принятых выше соотношений радиусов и параметра A следует, что $F_1 = F_2$.

Гидравлические сопротивления на входе (при нагнетании) в карманы 1 и 2 (номер кармана определяется через i) определяются по формуле:

$$R_{ni} = \frac{12 \cdot \mu \cdot l_i}{\pi \cdot D \cdot h_r^3} \quad (2.3)$$

где

l_i – длина между карманом и кольцевой камерой;

μ – динамическая вязкость масла, $\mu = 30 \cdot 10^{-3}$ Па·с

$$\left(\frac{H \cdot c}{M^2} \right);$$

h_r – высота кольцевых щелей (щель образования гидравлических сопротивлений).

Гидравлические сопротивления на выходе (при сливе) из карманов 1 и 2 определяются по формуле:

$$R_{1C} = \frac{6 \cdot \ln(r_2/r_1)}{\pi \cdot h^3} = \frac{12 \cdot \mu \cdot B}{\pi \cdot h^3 \cdot A} \quad (2.4)$$

$$R_{2C} = \frac{12 \cdot \mu \cdot l_c}{\pi \cdot h_c^3 \cdot A} \quad (2.5)$$

где

параметр $B=r_2-r_1$;

h – зазор между 1-ым карманом и ступенью вала у 1-го кармана;

h_c – зазор между 2-ым карманом и ступенью вала у 2-го кармана.

В отсутствии осевой нагрузки P (разность давлений $p_{12}=0$), положению шпинделя, определяемому зазором h_0 , соответствует равновесие электрического моста, при котором

$$R_{H1} \cdot R_{2C} = R_{H2} \cdot R_{1C0}.$$

Если обозначить отношения между гидравлическими сопротивлениями, как

$$\frac{R_{H2}}{R_{H1}} = m \text{ и } \frac{R_{H2}}{R_{2C}} = n,$$

то, подставляя их в выражение равновесия, получаем:

$$\frac{R_{2C}}{R_{1C0}} = m \text{ и } \frac{R_{H1}}{R_{1C0}} = n.$$

Значение h_0 , согласно формулам 4 и 5 определяется следующим образом:

$$m = \frac{R_{2C}}{R_{1C0}} = \frac{l_c \cdot h_0^3}{h_c^3 \cdot B}$$

$$h_0 = h_c \cdot \sqrt[3]{\frac{m \cdot B}{l_c}} \quad (2.6)$$

Из соотношения $m = R_{H2}/R_{H1}$ и формулы 2.3 следует, что $m = l_2/l_1$.

Под действием осевой нагрузки P шпиндель смещается в направлении кармана 1 на расстояние x (в относительном выражении – на величину $\varepsilon = x/h_0$, причем при смещении шпинделя в направлении кармана 2, знак перед ε следует заменить на обратный), изменяется зазор $h = h_0 - x = h_0 \cdot (1 - \varepsilon)$, и, таким образом изменяется равновесие моста и нагрузка уравнивается разностью давлений

$$p_{12} = \frac{P}{F} = p_n \cdot \left(\frac{R_{H2}}{R_{H2} + R_{2C}} - \frac{R_{H1}}{R_{H1} + R_{1C}} \right). \quad (2.7)$$

В этом случае формулы для расчета нагрузочных характеристик подшипника принимают следующий вид:

1. Несущая способность:

$$P = p_n \cdot F \cdot C_p \quad (2.8)$$

где

C_p – безразмерная характеристика несущей способности;

$$C_p = n \cdot \left[\frac{1 - (1 - \varepsilon)^3}{n + 1} \right] \quad (2.9)$$

2. Жесткость:

$$j = \frac{dP}{dx} = \frac{dP}{h_0 d\varepsilon} = \frac{p_n \cdot F}{h_0} \cdot C_j \quad (2.10)$$

где

C_j – безразмерная характеристика жесткости;

$$C_j = \frac{3 \cdot n}{(1 - \varepsilon)^4 \cdot \left[\frac{n + 1}{(1 - \varepsilon)^3} \right]^2} \quad (2.11)$$

3. Расход масла через подшипник:

$$\begin{aligned} Q &= p_n \cdot \frac{R_{H1} + R_{1C} + R_{H2} + R_{2C}}{(R_{H1} + R_{1C}) \cdot (R_{H2} + R_{2C})} = \\ &= p_n \cdot \frac{\pi \cdot h_c^3 \cdot A}{12 \cdot \mu \cdot l_c} \cdot \frac{1 + (1 - \varepsilon)^3 \cdot (n + m(n + 1))}{(n + 1) \cdot (1 + n \cdot (1 - \varepsilon)^3)} \end{aligned} \quad (2.12)$$

Из формул (2.9), (2.11) и (2.12) следует, что безразмерные характеристики C_p и C_j не зависят от параметра m , а расход масла становится минимальным при $m=0$, т.е. при условии, что расход масла через карман 1 прекращается ($R_{1C} = \infty$ и $h = 0$) и общий расход масла через УГП определяется расходом через карман 2.

Т.к. зазоры h_0 и h_c в формуле (2.5) одного порядка и назначаются по конструктивным и технологическим соображениям заранее, следует принять $m=1$, т.е. $l_1 = l_2 = l$, а отношение (из формулы (2.6))

$$\frac{B}{l_c} = \left(\frac{h_0}{h_c} \right)^3 \quad (2.13)$$

При осевой нагрузке $P = 0$: $h = h_0$, $C_j = C_{j0}$, а величина C_{j0} имеет максимум при $n=1$.

Для оценки возможности такой настройки, формула,

определяющая значение параметра n с учетом выражений 3 и 5, следующая:

$$n = \frac{h_c^3 \cdot l \cdot A}{h_r^3 \cdot l_c \cdot D} \quad (2.14)$$

При назначении параметра n в УГП по схеме 1 необходимо учитывать следующие рекомендуемые соотношения отдельных переменных в формуле (2.13):

1. При назначении эффективной площади УГП:

$$\frac{A}{D} = 1.4 \div 1.5 \quad (2.15)$$

2. При назначении диаметрального зазора $2h_r$ в зависимости от D :

$$h_r = (0.3 \div 0.325) \cdot 10^{-3} \cdot D \quad (2.16)$$

3. При назначении h_c в зависимости от h_r :

$$h_c = (1.3 \div 1.8) \cdot h_r \quad (2.17)$$

4. С учетом выражения (13) при назначении зазора h_c в зависимости от h_0 :

$$\left(\frac{h_0}{h_c} \right)^3 = 0.05 \div 0.45 \quad (2.18)$$

С учетом рекомендации (2.15-2.18) параметр n в рассматриваемом УГП должен удовлетворять равенству:

$$n = (3 \div 9) \frac{l_i}{l_c} \quad (2.19)$$

Выражения 2.13 и 2.19 устанавливают соотношения между длинами перемычек. При $n=1$ по сравнению с $n>1$ неоправданно возрастают потери мощности на жидкостное трение из-за увеличения длины втулки радиального подшипника. Рекомендуется в данном УГП параметр n назначать в интервале $1 < n \leq 3$ с последующей проверкой общих потерь мощности в опоре.

На рисунке 2.3 приведены графики зависимостей $C_p = f(\varepsilon)$ и $C_j = f(\varepsilon)$, рассчитанные по формулам (2.9) и (2.11).

Комментарии к графикам.

При смещении шпинделя под нагрузкой в сторону кармана 1 жесткость УГП при всех значениях $n \geq 1$ увеличивается, достигая максимума при

$$\varepsilon = 1 - \sqrt[3]{\frac{1}{2 \cdot n}} \quad (2.20)$$

и наоборот: уменьшается, если шпиндель смещается в сторону кармана 2.

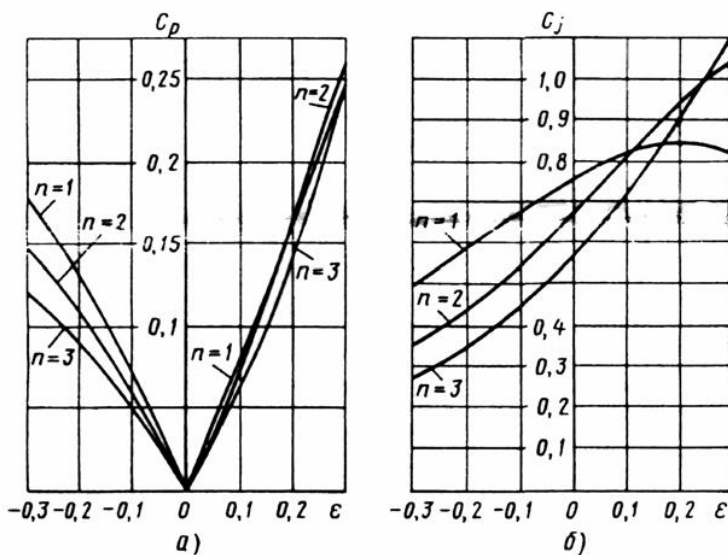


Рисунок 2.3 - Безразмерные характеристики несущей способности

C_p (а) и жесткости C_j (б) упорного гидростатического подшипника

Жесткость УГП при заданном смещении шпинделя в области $\varepsilon > 0$ имеет максимальное значение, когда

$$n = \frac{1}{(1 - \varepsilon)^3} \quad (2.21)$$

Если ограничить область вероятного смещения шпинделя под действием возможных нагрузок интервалом $-0.1 \leq \varepsilon \leq 0.1$ то при $n=1$ жесткость УГП в наименьшей степени зависит от направления силы P . Тогда максимальная жесткость УГП при граничном значении $\varepsilon = 0.1$ имеет место при условии $n = 1.37$.

Потери мощности на прокачку масла через подшипник:

$$N_Q = p_n \cdot Q \quad (2.22)$$

Потери мощности на жидкостное трение:

$$N_\gamma = \frac{\mu \cdot \pi \cdot \omega^2}{4} \cdot \left[A^3 \cdot \left(\frac{B}{h_0} + \frac{l_c}{h_c} \right) + \frac{2 \cdot D^3 \cdot l}{h_r} \right] \quad (2.23)$$

Последовательность расчета характеристик УГП

Исходные данные:

D – диаметр вала (определяется исходя из величины крутящего момента на валу, для расчета диаметра вала можно воспользоваться справочником конструктора Анурьева В.И., том №2, стр.16-18);

$$\mu = 30 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с} \left(\frac{H \cdot c}{M^2} \right) - \text{вязкость масла};$$

$p=2.5\text{МПа}$ – рабочее давление;

ω – угловая скорость вращения шпинделя.

1. Назначение конструктивных параметров:
 - 1.1. h_r из формулы (2.16).
 - 1.2. h_c из формулы (2.17).
 - 1.3. A из формулы (2.15).
 - 1.4. r_1 и r_2 определяются исходя из соотношений $A = r_1 + r_2$ и $B = r_2 - r_1$ при условии, что параметр $B = 5$ мм (данное значение параметра B взято из конструктивных соображений).
 - 1.5. Из конструктивных соображений принимаем значение параметра $l = 5$ мм.

- 1.6. r_c из комментариев к формуле (2.1).
- 1.7. h_0 из формулы (2.18).
- 1.8. l_c из формулы (2.13).
- 1.9. Параметр n из формулы (2.14). Т.к. параметр n рекомендуется назначать в интервале $1 < n \leq 3$, то в случае несоответствия его значения указанному диапазону необходимо изменить значение параметра l или l_c и пересчитать заново по формуле (2.14).
2. Определение эффективной площади УГП по формуле (2.1).
3. Расчет характеристик УГП.
 - 3.1. Определение значений несущей способности при $\varepsilon = 0,1; -0,1$ по формулам (2.8) и (2.9).
 - 3.2. Определение значений параметра жесткости при $\varepsilon = 0, 0,1; -0,1$ по формулам (2.10) и (2.11).
 - 3.3. Определение расхода масла через подшипник при $\varepsilon = 0, 0,1; -0,1$ по формуле (2.12).
 - 3.4. Определение потерь мощности на прокачку масла через подшипник по формуле (2.22).
 - 3.5. Определение потерь мощности на жидкостное трение по формуле (2.23).

СЕМИНАРСКОЕ ЗАНЯТИЕ №3 “МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДИСКОВОГО ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ТОРМОЗНОГО УСТРОЙСТВА”

Цель занятия: ознакомиться методикой расчета дискового электромагнитного тормозного устройства.

В дисковом электромагнитном тормозе (рис. 3.1) диски 1 соединены с помощью шлицевого соединения с полумуфтой 2, а тормозные диски 3 – полумуфтой 4. Зазор между дисками 1 и 3 рекомендуют принимать $\delta = 0.3...0.5$ мм. Диски имеют осевую подвижность. Под действием пружины 5 они смещаются и приходят в соприкосновение друг с другом, образуя фрикционные пары.

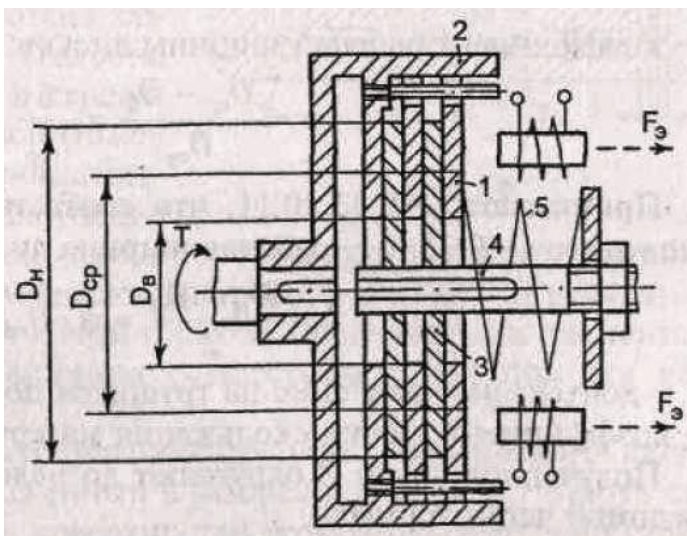


Рисунок 3.1 – Дисковый электромагнитный тормозной механизм

Число фрикционных пар, необходимое для затормаживания подвижного звена, нагруженного вращающим моментом T (момент следует принимать равным моменту двигателя $MМ$ с небольшим запасом, равным 10%), находят из условия износостой-

КОСТИ:

$$q = \frac{2 \cdot K \cdot T}{\pi \cdot D_{\text{cp}}^3 \cdot f \cdot \psi \cdot Z} \leq [q] \quad (3.1)$$

по формуле:

$$Z \geq \frac{2 \cdot K \cdot T}{\pi \cdot D_{\text{cp}}^3 \cdot f \cdot \psi \cdot [q]}, \quad (3.2)$$

где

q – давление на трущихся поверхностях;

$K = 1.25 \dots 1.5$ – коэффициент, учитывающий эксплуатационные условия;

D_{cp} – средний диаметр кольца контакта дисков:

$$D_{\text{cp}} = \frac{D_{\text{н}} + D_{\text{в}}}{2}; \quad (3.3)$$

$D_{\text{н}}$ – наружный диаметр кольца контакта дисков:

$$D_{\text{н}} = D_{\text{cp}} \cdot (1 + \psi);$$

$D_{\text{в}}$ – внутренний диаметр кольца контакта дисков:

$$D_{\text{в}} = (0,5 \dots 0,6) \cdot D_{\text{н}};$$

ψ – коэффициент рабочей ширины дисков:

$$\psi = \frac{D_{\text{cp}} - D_{\text{в}}}{D_{\text{cp}}} = \frac{b}{D_{\text{cp}}}; \quad (3.4)$$

принимают $\psi = 0.33 \dots 0.11$, что соответствует $D_{\text{в}} / D_{\text{н}} = (0.5 \dots 0.8)$;

b – рабочая ширина дисков:

$$b = \frac{D_{\text{н}} - D_{\text{в}}}{2} = \psi \cdot D_{\text{cp}}; \quad (3.5)$$

$[q]$ – допускаемое давление на трущихся поверхностях (табл. 3.1);

f – коэффициент трения скольжения материалов дисков (табл. 3.1).

Значениями параметров $D_{\text{н}}$ и $D_{\text{в}}$ разумно задаваться исходя из получаемых габаритов корпуса модуля и значения наружно-

го диаметра полого вала, и в дальнейшем расчет числа фрикционных пар делать исходя из принятых размеров.

Так, например, для двигателя с номинальным моментом, равным 7 Н·м, с величинами $D_n = 60$ мм, $D_b = 40$ мм, параметры тормозного устройства будут иметь следующие значения.

$$D_{cp} = \frac{60 + 40}{2} = 50 \text{ мм}$$

$$\psi = \frac{50 - 40}{50} = \frac{10}{50} = 0.2$$

$$b = \frac{60 - 40}{2} = 10 \text{ мм}$$

$$Z \geq \frac{2 \cdot K \cdot T}{\pi \cdot D_{cp}^3 \cdot f \cdot \psi \cdot [q]} = \frac{2 \cdot 1.5 \cdot 7.7}{3.14 \cdot 0.05^3 \cdot 0.1 \cdot 0.2 \cdot 2 \cdot 10^6} = 1.47$$

Соответственно, исходя из полученного значения параметра Z , число фрикционных пар равно двум.

Таблица 3.1 – Допускаемое давление и коэффициент трения

Материалы фрикционных пар	Конусный тормоз		Дисковый тормоз	
	[q], МПа	f (ft)	[q], МПа	f (ft)
Закаленная сталь	—	—	2...4	0,1
Сталь-чугун	3...4	0,15	2...3	0,15
Сталь-бронза	5...6	0,05	4...5	0,05
Сталь-ферродо	1...2	0,3	2...2,5	0,3
Сталь-текстолит	4...5	0,2	5...6	0,2
Сталь-бронза	3...4	0,05	4...5	0,05

Необходимая сила пружины при числе Z пар тормозных поверхностей равна:

$$F_{\text{пр}} = c \cdot x = \frac{3 \cdot K \cdot T}{Z \cdot f} \cdot \frac{D_{\text{H}}^2 - D_{\text{B}}^2}{D_{\text{H}}^3 - D_{\text{B}}^3} \quad (3.6)$$

где c – жесткость пружины,
 x – деформация пружины.

Растормаживание осуществляют с помощью электромагнитов, суммарное усилие которых должно быть больше силы пружины: $n \cdot F_{\text{э}} > F_{\text{пр}}$, где $F_{\text{э}}$ – усилие одного электромагнита; n – число электромагнитов.