

**Министерство образования Российской Федерации**

—  
**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ  
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ**

---

**В.И. КОРНИЛОВ, А.П. ТЮРИН**

**ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ  
КОНСТРУИРОВАНИЯ**

**Часть 3**

**Методические указания по решению задач**

**Санкт-Петербург  
Издательство СПбГПУ  
2008**

УДК 621.81 (075.8)

**Корнилов В.И., Тюрин А.П. Детали машин и основы конструирования. Часть 3.** Методические указания по решению задач. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2008.

Пособие соответствует Государственному образовательному стандарту дисциплины «Детали машин и основы конструирования» (ОПД.Ф.02.03), направления бакалаврской подготовки 551800 «Технологические машины и оборудование» и 552900 «Технология оборудования и автоматизация машиностроительных производств» (ОПД.Ф.05).

Во второй части методических указаний рассматриваются задачи и примеры решения задач по разделам курса: «Подшипниковые опоры» и «Валы, муфты для соединения валов».

Пособие предназначено для подготовки студентов третьего курса механико-машиностроительного факультета к экзамену по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».

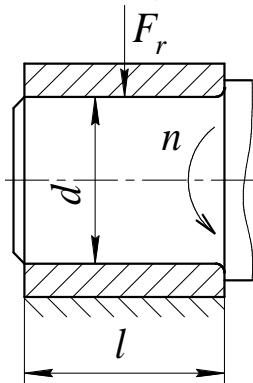
Ил. 13. Библ.: 3 назв.

© Текст. Корнилов В.И., Тюрин А.П., 2008

© Рисунки. Тюрин А.П., 2008

## 4. ПОДШИПНИКОВЫЕ ОПОРЫ

4.1. Подшипник скольжения работает при полужидкостной смазке. Радиальная сила, действующая на подшипник,  $F_r = 27$  кН, диаметр цапфы  $d = 40$  мм, частота вращения вала  $n = 450$  мин<sup>-1</sup>.



Определить минимальную длину цапфы  $l$  по критерию теплостойкости и проверьте подшипник по критерию износостойкости при условии, что допускаемое условное давление  $[p] = 15$  МПа, допускаемое значение интенсивности работы  $[p \cdot V] = 12$  МПа·м/с.

Ответ.  $l = 53$  мм. При этом условное давление  $p = 12,7$  МПа меньше допускаемого значения  $[p] = 15$  МПа.

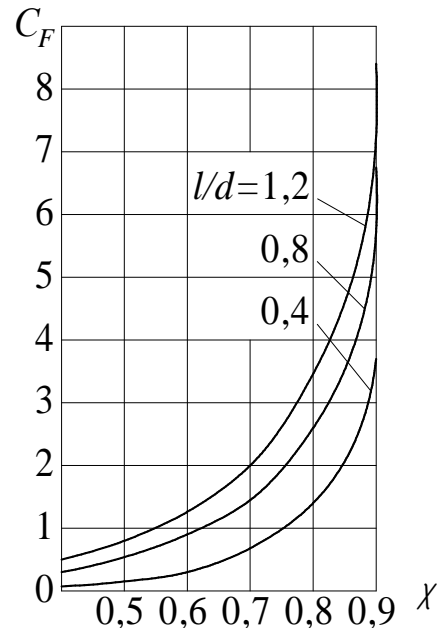
4.2. Радиальный подшипник скольжения (см. рисунок к задаче 4.1) работает при жидкостной смазке с минимальной толщиной масляного слоя  $h_{\min} = 15$  мкм при диаметральном зазоре  $\Delta = 150$  мкм.

Длина цапфы  $l = 72$  мм, диаметр  $d = 60$  мм.

Определить, как изменится минимальная толщина масляного слоя, если нагрузка на подшипник уменьшится в два раза.

Используйте график и уравнение равновесия  $F_r = \frac{\mu \cdot \omega}{\psi^2} d \cdot l \cdot C_F$ .

Примите допущение, что температурный режим подшипника не изменился.



Ответ.  $h_{\min}$  увеличится примерно на 60%.

4.3. Радиальный подшипник скольжения (см. рисунок к заданию 4.1) работает при жидкостной смазке с коэффициентом запаса по толщине масляного слоя  $s_h = 2,5$  при диаметральной зазоре  $\Delta = 200$  мкм и суммарной высоте микронеровностей  $R_{Z1} + R_{Z2} = 10$  мкм.

Длина цапфы  $l = 48$  мм, диаметр  $d = 60$  мм.

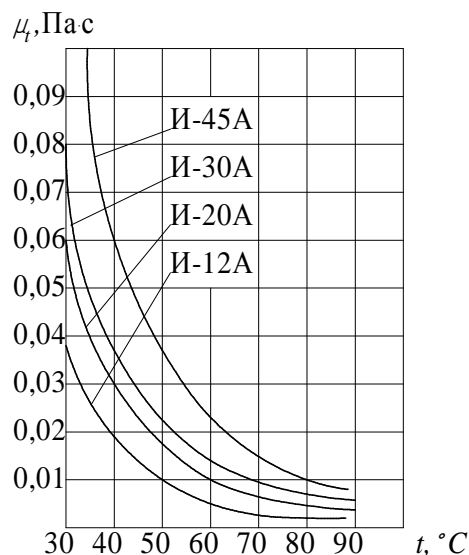
Определить, как изменится коэффициент запаса по толщине масляного слоя, если из-за изменения режима охлаждения подшипника его температура понизилась, в результате чего динамическая вязкость  $\mu$  увеличилась на 40%.

Используйте график (см. рисунок к заданию 4.2) и уравнение равновесия  $F_r = \frac{\mu \cdot \omega}{\psi^2} d \cdot l \cdot C_F$ .

Ответ.  $s_h$  увеличится примерно на 30%.

4.4. Радиальный подшипник скольжения (см. рисунок к задаче 4.1) работает при жидкостной смазке с достаточным запасом по толщине масляного слоя при угловой скорости вала  $\omega = 50$  с<sup>-1</sup> и динамической вязкости масла  $\mu$  не менее 0,025 Па·с.

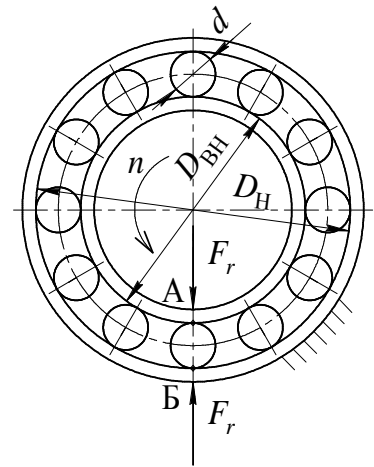
Подобрать сорт масла в предположении, что площадь теплоотдающей поверхности подшипникового узла  $A = 0,5$  м<sup>2</sup>, температура окружающей среды  $t_0 = 20$  °С, коэффициент теплоотдачи  $k_t = 18$  Вт/(м<sup>2</sup> · °С). Измеренное при этих условиях значение момента сил вязкого трения в подшипнике  $T_{\text{ТР}} = 6,4$  Н·м.



Ответ. Подходит масло сорта И-45А.

4.5. В радиальном роликовом подшипнике качения диаметр ролика  $d$ , диаметр беговой дорожки внутреннего кольца  $D_{\text{ВН}} = 5d$ , диаметр беговой дорожки внешнего кольца  $D_{\text{Н}} = 7d$ .

Определить частоту вращения сепаратора  $n_{\text{С}}$ , если относительно корпуса подшипникового узла наружное кольцо подшипника неподвижно, а внутреннее вращается с частотой  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ .



Ответ.  $n_{\text{С}} = 417 \text{ мин}^{-1}$ .

4.6. Радиальный роликовый подшипник нагружен радиальной силой  $F_r$ . Размеры роликов и колец подшипника приведены в задании 4.5.

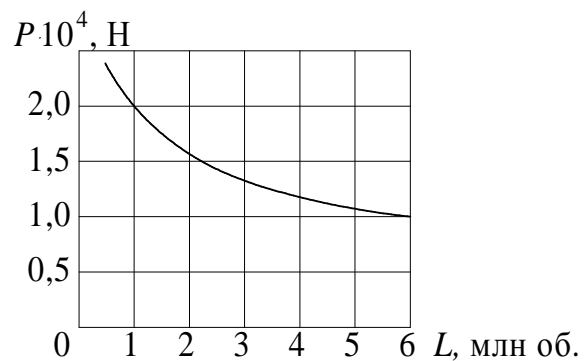
Определить во сколько раз расчетные контактные напряжения  $\sigma_{\text{Н}}$  в контакте по линии А отличаются от напряжений в контакте по линии Б.

Ответ. Напряжения  $(\sigma_{\text{Н}})_{\text{А}}$  больше напряжений  $(\sigma_{\text{Н}})_{\text{Б}}$  на 18%.

4.7. Эквивалентная динамическая нагрузка радиально-упорного шарикового подшипника  $P = 4000 \text{ Н}$ .

Определить, пользуясь графиком, базовый расчетный ресурс подшипника  $L_{10h}$  в часах, если частота вращения вала  $n = 640 \text{ мин}^{-1}$ .

Принять вероятность безотказной работы  $R(t) = 0,9$ , коэффициенты  $K_6 = K_T = a_2 = a_3 = 1$ .



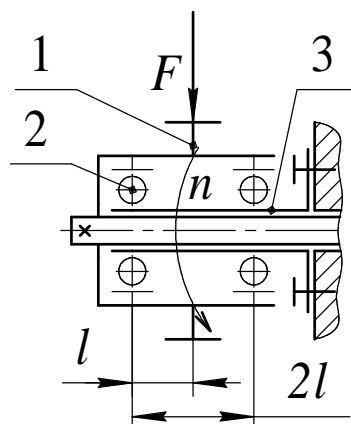
Ответ.  $L_{10h} = 3260 \text{ ч}$ .

4.8. Шкив 1 вращается на двух одинаковых шариковых радиальных подшипниках 2 относительно стакана 3 разгрузочного устройства ременной передачи.

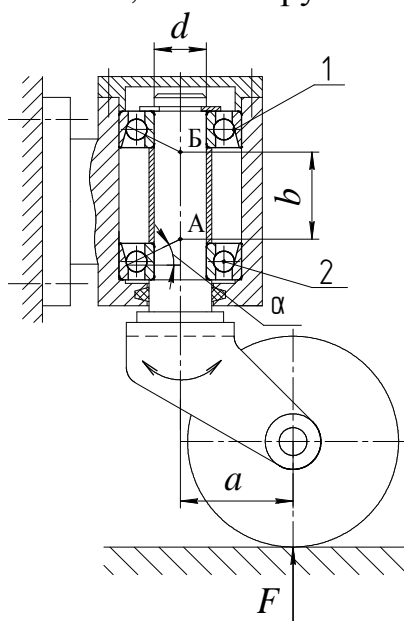
Определить скорректированный расчетный ресурс подшипников  $L_{5ah}$  в часах, если частота вращения шкива  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ , сила, действующая на шкив,  $F = 2000 \text{ Н}$ , динамическая грузоподъемность каждого из подшипников  $C = 10000 \text{ Н}$ .

Принять вероятность безотказной работы  $R(t) = 0,95$ , коэффициенты  $K_6 = K_T = 1$ ;  $a_1 = 0,62$ ;  $a_2 = a_3 = 1$ .

Ответ.  $L_{5ah} = 10300 \text{ ч}$ .



4.9. Проверить работоспособность подшипников 1 и 2 колесной опоры грузовой тележки, в которой использованы шариковые радиально-упорные подшипники 46205, если нагрузка на колесо  $F = 2000 \text{ Н}$  и размер  $b = 0,5 \cdot a$ .



Принять: вероятность безотказной работы  $R(t) = 0,9$ , коэффициенты  $K_6 = K_t = 1$ ;  $a_2 = a_3 = 1$ .

Использовать также данные, приведенные в табл.

В ответе указать серию подшипника и значение диаметра посадочной поверхности внутреннего кольца.

Угол контакта $\alpha$	$e$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		$X_0$	$Y_0$	$C, \text{ КН}$	$C_0, \text{ КН}$
		$X$	$Y$	$X$	$Y$				
$26^\circ$	0,68	1	0	0,41	0,87	0,5	0,37	12,4	8,5

Решение следует начать с разработки расчетной схемы оси колесной опоры. Внешнюю нагрузку на консольную часть оси удобно представить в виде осевой силы  $F$  и момента пары сил  $M = F \cdot a$ . Запишем условие равновесия оси, с учетом того, что при установке радиально-упорных подшипников по схеме “враспор” расчетное расстояние между ними  $b$ .

$$\sum M_A = F \cdot a - F_r \cdot b = 0, \text{ откуда}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_r = F \frac{a}{b}.$$

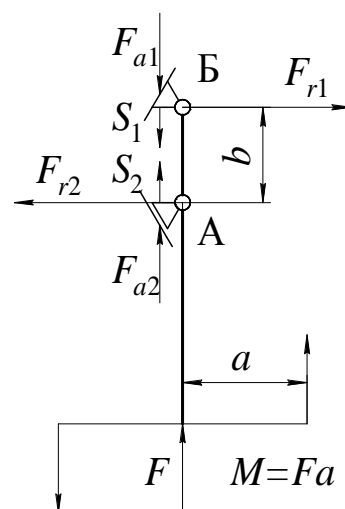
$$F_r = 2000 \cdot 2 = 4000 \text{ Н.}$$

Минимальная осевая нагрузка, вызванная действием радиальной силы  $F_r$ .

$$S = e \cdot F_r, \text{ где}$$

$e$  – коэффициент осевой нагрузки.

$$S_1 = S_2 = S = 0,68 \cdot 4000 = 2720 \text{ Н.}$$



В осевом направлении на вал действуют силы  $S_1$ ,  $S_2$  и внешняя нагрузка – сила  $F$ . Результирующая сила в рассматриваемом случае равна по величине внешней силе  $F$  и направлена вверх. Эту дополнительную осевую нагрузку воспринимает подшипник 1. Подшипник, препятствующий перемещению вала под действием осевых сил, определяют как фиксирующий. Тогда для второго нефиксирующего подшипника уравнение равновесия имеет вид

$$F_{a2} = S_2, \text{ где}$$

$F_{a2}$  – расчетная осевая нагрузка на подшипник 2.

$$F_{a2} = 2720 \text{ Н.}$$

Для подшипника 1 расчетную осевую нагрузку находим из уравнения равновесия

$$F + F_{a2} - F_{a1} = 0, \text{ откуда } F_{a1} = F + S_2.$$

$$F_{a1} = 2000 + 2720 = 4720 \text{ Н.}$$

Приведенную расчетную динамическую нагрузку на подшипник определяют как радиальную силу  $P$ , эквивалентную по разрушающему действию совокупному действию сил  $F_r$  и  $F_a$ .

$$P = (X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_o \cdot K_t, \text{ где}$$

$X$  и  $Y$  – коэффициенты, учитывающие влияние соответственно радиальной и осевой расчетных нагрузок.

Для подшипника 1  $\frac{F_{a1}}{F_{r1}} > e$ , следовательно  $X_1 = 0,41$ ,  $Y_1 = 0,87$ .

$$P_1 = (0,41 \cdot 4000 + 0,87 \cdot 4720) \cdot 1 \cdot 1 = 5746 \text{ Н.}$$

Для подшипника 2  $\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = e$ , тогда  $X_2 = 1$ ,  $Y_2 = 0$ .

$$P_2 = (1 \cdot 4000 + 0 \cdot 2720) \cdot 1 \cdot 1 = 4000 \text{ Н.}$$

Расчет по динамической грузоподъемности следует вести по наиболее нагруженному подшипнику, так как расчетная долговечность более нагруженного подшипника 1 будет меньше долговечности подшипника 2. Скорректированный расчетный ресурс подшипника 2

$$L_{nah2} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot \left( \frac{C}{P_2} \right)^3 \frac{10^6}{n \cdot 60}, \text{ ч.}$$

Здесь:  $C$  – динамическая грузоподъемность, Н;

$a_1$  – коэффициент долговечности, учитывающий заданное значение вероятности безотказной работы (при  $R(t) = 0,9$   $a_1 = 1$ );

$a_2$  – коэффициент долговечности, учитывающий особые свойства материала;

$a_3$  – коэффициент долговечности, учитывающий условия эксплуатации;

$n$  – расчетное значение частоты вращения кольца подшипника. Если частота вращения больше  $1 \text{ мин}^{-1}$ , но не превышает  $10 \text{ мин}^{-1}$ , то принимают  $n = 10 \text{ мин}^{-1}$ .

$$L_{10h2} = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \left( \frac{12400}{5746} \right)^3 \frac{10^6}{10 \cdot 60} = 16800 \text{ ч.}$$

Коэффициент запаса по статической грузоподъемности  $s_0$  находят по формуле

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \geq [s_0], \text{ где}$$

$C_0$  – статическая грузоподъемность, Н;

$P_0$  – приведенная расчетная статическая нагрузка, Н;

$[s_0]$  – допускаемое значение коэффициента запаса. Для большинства конструкций при обычных требованиях к плавности работы принимают  $[s_0] = 1$ .

$$P_0 = \text{Max}\{(X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a); (F_r)\}.$$

Для наиболее нагруженной подшипниковой опоры 2

$$P_{01} = 0,5 \cdot 4000 + 0,37 \cdot 4720 = 3746 \quad \text{или} \quad P_{01} = 4000 \text{ Н.}$$

Для расчета коэффициента запаса прочности принимаем большее значение приведенной нагрузки  $P_{01} = 4000 \text{ Н}$ .

$$s_0 = \frac{8500}{4000} = 2,13.$$

Ответ. Наименьший расчетный ресурс определен для подшипника 1  $L_{h102} = 16750$  часов. Коэффициент запаса по статической грузоподъемности

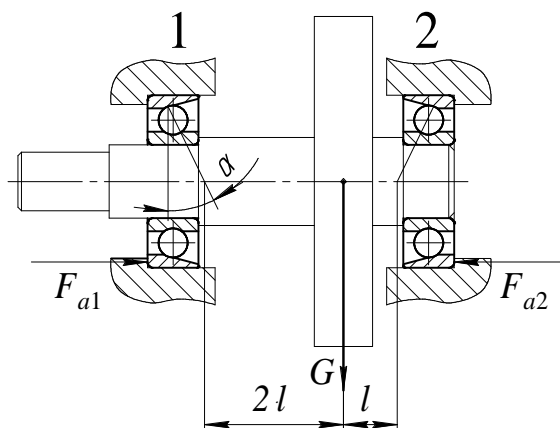


подшипника 1  $s_0 = 2,13$ . Работоспособность подшипниковых узлов обеспечена.

4.10. Вал маховика установлен на двух одинаковых шариковых радиально-упорных подшипниках с коэффициентом осевой нагрузки  $e = 0,4$ .

Определить расчетные осевые нагрузки  $F_{a1}$  и  $F_{a2}$ , действующие соответственно на подшипники 1 и 2, если вес маховика  $G = 1200$  Н.

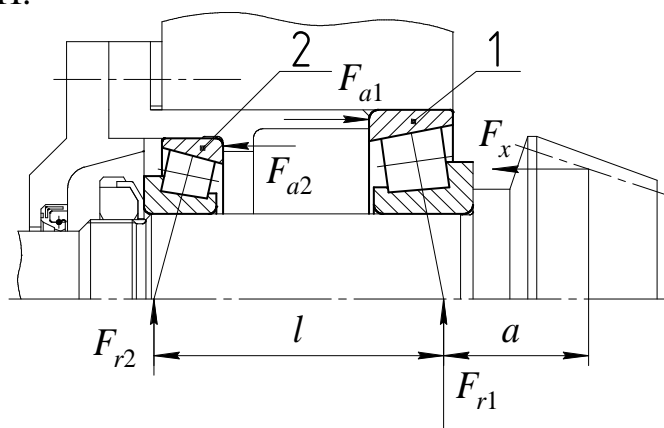
Весом вала и других присоединенных деталей допускается пренебречь.



Ответ.  $F_{a1} = F_{a2} = 320$  Н.

4.11. Определить расчетные осевые нагрузки  $F_{a1}$  и  $F_{a2}$ , действующие на роликовые радиально-упорные подшипники 1 и 2, если радиальные составляющие реакций в опорах  $F_{r1}$  и  $F_{r2}$ , равны соответственно 6000 и 10000 Н, а внешняя осевая сила, действующая на вал со стороны конической шестерни,  $F_x = 2000$  Н.

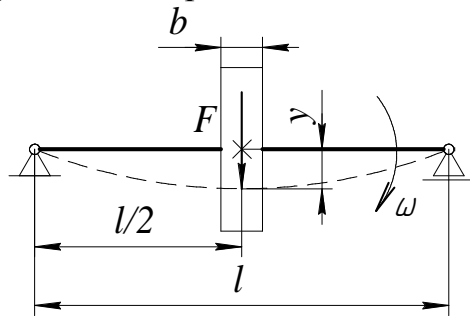
Принять коэффициент минимальной осевой нагрузки  $e = 0,36$ .



Ответ.  $F_{a1} = 3793$  Н,  $F_{a2} = 1793$  Н.

## 5. ВАЛЫ, МУФТЫ ДЛЯ СОЕДИНЕНИЯ ВАЛОВ

5.1. Вал с установленным на нем диском массой  $m$  вращается с угловой скоростью  $\omega$ . Расчетная схема вала показана на рисунке.



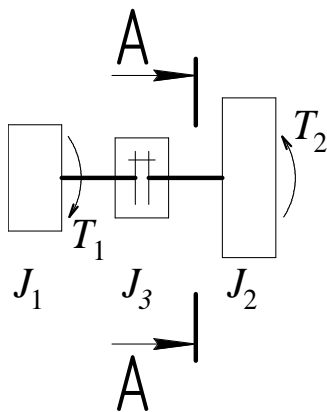
$$y = \frac{F \cdot l^3}{48E \cdot J}$$

Ответ.  $d \geq \sqrt[4]{\frac{8 \cdot m \cdot l^3 \cdot \omega^2}{3 \cdot \pi \cdot E}}$ .

Определить выражение для определения минимального диаметра вала  $d$ , при котором обеспечивается условие  $\omega \leq \frac{1}{\sqrt{2}} \omega_0$  (безопасная работа в дорезонансной зоне), где  $\omega_0$  – собственная частота поперечных колебаний вала.

Принять диаметр постоянным по всей длине вала, а толщину  $b$  диска – малой по сравнению с длиной пролета  $l$ .

5.2. Привод, состоящий из двигателя, жесткой соединительной муфты и исполнительного механизма, может быть представлен динамической моделью, схема которой представлена на рисунке.



Определить максимальный крутящий момент в сечении вала А-А, если моменты инерции двигателя  $J_1 = 30$  Нм·с, исполнительного устройства  $J_2 = 60$  Нм·с, муфты  $J_3 = 10$  Нм·с, движущий вращающий момент  $T_1 = 600$  Нм, вращающий момент сил полезного сопротивления  $T_2 = 600 + 300\sin\omega t$ .

Решение. Для определения крутящего момента  $T(t)$  в сечении вала А-А мысленно разрежем привод на две части, после чего для каждой из частей запишем дифференциальное уравнение движения, принимая во внимание жесткую связь между массами  $J_1$  и  $J_3$ :

$$\begin{cases} (J_1 + J_3)\ddot{\phi}_1 = T_1(t) - T(t) \\ J_2\ddot{\phi}_2 = T(t) - T_2(t) \end{cases}, \text{ где}$$

$T_1(t) = T_m$  – движущий вращающий момент двигателя;

$T_2(t) = T_m + T_{a2} \cdot \sin \omega t$  – вращающий момент сил полезного сопротивления;

$T_m$  – постоянная составляющая вращающего момента;

$T(t) = T_m + T_a \cdot \sin \omega t$  – крутящий момент в сечении А-А;

$T_{a2}$  и  $\omega$  – соответственно амплитуда изменения вращающего момента  $T_2(t)$  и круговая частота вынужденных колебаний.

Поскольку параметры колебательного процесса системы с линейной упругой характеристикой не зависят от величины постоянной составляющей момента  $T_m$ , то систему уравнений перепишем в виде:

$$\begin{cases} (J_1 + J_3) \ddot{\varphi}_1 = -T_a \cdot \sin \omega t \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = T_a \sin \omega t - T_{a2} \cdot \sin \omega t \end{cases}$$

Учитывая жесткую связь между массами  $J_1$  и  $J_2$ , и следовательно равенство угловых перемещений  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  масс под действием внешних силовых факторов, получим:

$$T_a \cdot \sin \omega t = \frac{J_1 + J_3}{J_1 + J_2 + J_3} T_{a2} \sin \omega t, \text{ или}$$

$$T(t) = T_m + T_a \cdot \sin \omega t = T_m + \frac{J_1 + J_3}{J_1 + J_2 + J_3} T_{a2} \cdot \sin \omega t.$$

Максимальное значение крутящего момента соответствует моменту времени, когда  $\sin \omega t = 1$ .

$$T_{\max} = T_m + \frac{J_1 + J_3}{J_1 + J_2 + J_3} T_{a2}.$$

$$T_{\max} = 600 + \frac{30 + 10}{30 + 60 + 10} 300 = 720 \text{ Нм.}$$

Следует отметить, что:

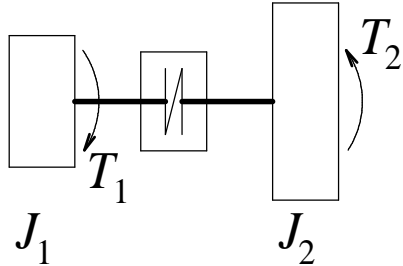
- при использовании для соединения валов жесткой муфты, величина крутящего момента не зависит от угловой скорости вращения масс;
- рассмотренное выше решение справедливо для двигателя с мягкой механической характеристикой;
- при использовании в приводе трехфазного асинхронного двигателя с жесткой механической характеристикой обычно принимают допущение о постоянном значении угловой скорости двигателя, что соответствует бесконечно большому моменту инерции двигателя  $J_1$ . Тогда:

$$T_{\max} = T_m + T_{a2}.$$

$$T_{\max} = 600 + 300 = 900 \text{ Нм.}$$

Ответ. Для реального привода максимальная величина крутящего момента  $T_{\max}$  лежит в интервале значений от 720 до 900 Нм.

5.3. Привод, состоящий из двигателя, линейной упругой муфты и исполнительного механизма, может быть представлен двухмассовой динамической моделью.



Составить и решить дифференциальное уравнение относительного движения масс с моментами инерции  $J_1$  и  $J_2$  при условии, что вращающий момент, развиваемый двигателем  $T_1(t)$  есть величина постоянная  $T_1(t) = T_m$ , а вращающий момент сил полезного сопротивления  $T_2(t) = T_m + T_{a2} \sin \omega t$ .

Определить максимальный момент, передаваемый муфтой, если коэффициент крутильной жесткости муфты равен  $C$ . Демпфирующей способностью и моментом инерции муфты допускается пренебречь.

Решение. Мысленно рассечем муфту, соединяющую две части привода, после чего для каждой из частей запишем в общем виде дифференциальное уравнение движения, принимая во внимание упругую связь между массами  $J_1$  и  $J_2$ :

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\phi}_1 = T_1(t) - T(t) \\ J_2 \ddot{\phi}_2 = T(t) - T_2(t) \end{cases}, \text{ где}$$

$T_1(t) = T_m$  – движущий вращающий момент двигателя;

$T_2(t) = T_m + T_{a2} \sin \omega t$  – вращающий момент сил полезного сопротивления;

$T_m$  – постоянная составляющая вращающего момента;

$T_{a2}$  и  $\omega$  – соответственно амплитуда изменения вращающего момента  $T_2(t)$  и круговая частота вынужденных колебаний;

$T(t) = T_m + T_a(t)$  – крутящий момент, передаваемый муфтой.

Поскольку параметры колебательного процесса системы с линейной упругой характеристикой не зависят от величины постоянной составляющей момента  $T_m$ , то систему уравнений перепишем в виде:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\phi}_1 = -C\varphi \\ J_2 \ddot{\phi}_2 = C\varphi - T_{a2} \sin \omega t \end{cases}, \text{ где}$$

$C$  – коэффициент крутильной жесткости муфты;

$\varphi = (\phi_1 - \phi_2)$  – угол закручивания муфты.

Умножив первое уравнение на  $J_2$ , а второе соответственно на  $J_1$ , после вычитания из первого уравнения второго, получим:

$$J_1 J_2 \ddot{\varphi} + C(J_1 + J_2)\varphi = J_1 T_{a2} \sin \omega t, \text{ или}$$

$$\ddot{\varphi} + C \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \varphi = \frac{1}{J_2} T_{a2} \sin \omega t.$$

Решение полученного дифференциального уравнения состоит из двух слагаемых, первое из которых представляет общее решение, когда правая часть уравнения равна нулю, а второе – частное решение этого же уравнения, но с правой частью. С физической точки зрения первому слагаемому соответствуют свободные колебания динамической системы, второму вынужденные. Поскольку всегда имеет место демпфирование, то собственные колебания быстро затухают. Практический интерес представляет только частное решение уравнения, которое в данном случае имеет вид:

$$\varphi = \varphi_a \sin \omega t.$$

Выражение для амплитуды угла закручивания муфты получим подстановкой частного решения в дифференциальное уравнение.

$$\varphi_a \left( C \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} - \omega^2 \right) = \frac{1}{J_2} T_{a2}, \text{ или}$$

$$\varphi_a = \frac{T_{a2}}{J_2 (\omega_0^2 - \omega^2)}, \text{ где}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C}{J_{\text{ПР}}}} - \text{собственная частота колебаний системы;}$$

$$J_{\text{ПР}} = \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2} - \text{приведенное значение момента инерции.}$$

Момент  $T(t)$ , передаваемый муфтой, складывается из постоянной и переменной составляющей.

$$T(t) = T_m + C \cdot \varphi_a \sin \omega t.$$

Максимальное значение момента соответствует моменту времени, когда  $\sin \omega t = 1$ .

$$T_{\text{max}} = T_m + \frac{J_1}{J_1 + J_2} \cdot k_d \cdot T_{a2}.$$

Здесь  $k_d = \frac{1}{\left[ 1 - \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \right]}$  - коэффициент динамичности.

Полученное решение для коэффициента динамичности не пригодно для описания колебаний системы вблизи резонанса, так как при выводе зависимостей не учитывалось внешнее и внутреннее трение в муфте.

Предположим, что силы внутреннего вязко-упругого сопротивления пропорциональны первой производной угла закручивания муфты. В этом случае коэффициент динамичности определяют по формуле

$$k_d = \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}}, \text{ где}$$

$\psi$ - коэффициент демпфирования.

5.4. Привод, состоящий из двигателя, линейной упругой муфты и исполнительного механизма, может быть представлен двухмассовой динамической моделью (см. рис. к заданию 5.3).

Вращающие моменты  $T_1(t)$  и  $T_2(t)$  равны соответственно  $T_m$  и  $T_m + T_{a2} \cdot \sin 4\omega_1 \cdot t$ , где  $\omega_1$  – угловая скорость двигателя.

Определить, при какой частоте вращения двигателя  $n_1$  наступает резонансный режим работы установки, если момент инерции двигателя  $J_1 = 20 \text{ Нм}\cdot\text{с}^2$ , приведенный момент инерции исполнительного механизма  $J_2 = 80 \text{ Нм}\cdot\text{с}^2$ , коэффициент крутильной жесткости  $C = 13,5 \cdot 10^5 \text{ Нм/рад}$ .

Ответ.  $n_1 = 693 \text{ мин}^{-1}$ .

5.5. Для двухмассовой динамической модели привода с линейной упругой муфтой (см. рис. к заданию 5.3) амплитудное значение крутящего момента  $T_a$  на участке 1-2 определяется по формуле

$$T_a = \frac{J_1}{J_1 + J_2} \cdot T_{a2} \cdot \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}}.$$

Сравнить амплитуду указанного момента с амплитудой крутящего момента, который бы действовал на участке 1-2 системы в случае жесткого соединения масс с моментами инерции  $J_1$  и  $J_2$ .

Ответ следует из сравнительного анализа решений, представленных в заданиях 5.2 и 5.3.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. – М.: Высшая школа, 2008 – 408 с.
2. Иосилевич Г.Б. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1988 – 368 с.
3. Михайлов Ю.К. Введение в динамику машинных агрегатов с упругими муфтами. – СПб.: СПбГТУ, 1993- 64 с.