

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

ДЕТАЛИ ПРИБОРОВ

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов специальности 1-54 01 02 «Методы и приборы
контроля качества и диагностики состояния объектов»
очной формы обучения*



Могилев 2023

УДК 621.2
ББК 34.9
ДЗ8

Рекомендовано к опубликованию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «26» апреля 2023 г.,
протокол № 10

Составитель д-р техн. наук, доц. А. М. Даньков

Рецензент канд. техн. наук Е. В. Ильюшина

Методические рекомендации предназначены к использованию на практических занятиях студентами специальности 1-54 01 02 «Методы и приборы контроля качества и диагностики состояния объектов» очной формы обучения.

Учебное издание

ДЕТАЛИ ПРИБОРОВ

Ответственный за выпуск	А. П. Прудников
Корректор	А. А. Подошевка
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 26 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2023

Содержание

Введение.....	4
1 Практическая работа № 1. Проектирование разъемных соединений. Примеры решения задач.....	5
2 Практическая работа № 2. Проектирование неразъемных соединений. Примеры решения задач.....	7
3 Практическая работа № 3. Принципы проектирования. Примеры реализации принципов.....	10
4 Практическая работа № 4. Проектирование подшипниковых узлов передаточных механизмов. Примеры решения задач.....	14
5 Практическая работа № 5. Проектирование компонентов передаточных механизмов. Примеры решения задач.....	23
6 Практическая работа № 6. Расчет пружин. Примеры решения задач.....	44
Список литературы.....	46
Приложение А.....	47

Введение

Точные механизмы входят в состав любого автоматизированного комплекса, являясь частью силовых приводов, устройств регистрации и воспроизведения информации, автоматических манипуляторов и т. д. Проектирование таких механизмов имеет свою специфику, а по конструкции они часто существенно отличаются от механизмов общего машиностроения, имеющих аналогичные целевые функции. Поэтому весьма существенна роль научно обоснованного проектирования точных механизмов, совершенствования методов разработки перспективных кинематических схем, расчета на стадии проектирования параметров качества – точности, прочности, надежности.

Методические рекомендации предназначены для выработки навыков решения практических задач по дисциплине «Детали приборов» у студентов специальности 1-54 01 02 «Методы и приборы контроля качества и диагностики состояния объектов». Изложенные материалы содержат сведения теоретического и справочного характера и предназначены для студентов дневной формы обучения.

Небольшой объем справочного материала, приведенного в рекомендациях, помогает студентам в приобретении первичного опыта работы со справочной литературой. Дополнительный справочный материал, а также более подробное изложение вопросов, касающихся проектирования и расчетов, приводятся в литературе, список которой дан в конце рекомендаций.

Знания и опыт, приобретенные студентом в процессе решения практических задач, послужат основой для дальнейшей конструкторской работы, а также для выполнения курсовых проектов по специальным дисциплинам и дипломного проекта.

1 Практическая работа № 1. Проектирование разъемных соединений. Примеры решения задач

Задача 1. Для натяжного устройства передачи с гибким тяговым органом, показанного на рисунке. 1.1, подобрать резьбу винтов и построить эпюры продольных сил N и крутящих моментов T_p для винтов и муфты.

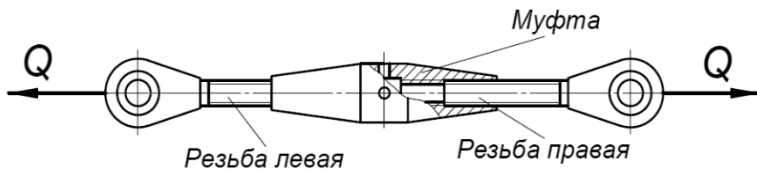


Рисунок 1.1 – Схема натяжного устройства

Кoeffициент трения в резьбе $f = 0,18$; $Q = 120$ Н; материал винтов – сталь 10 ($[\sigma_p] = 46$ МПа).

Решение

Определяем внутренний диаметр резьбы по формуле [1]

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot Q}{\pi \cdot [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 120}{\pi \cdot 46}} = 2,078 \text{ мм.}$$

Принимаем резьбу M2,5×0,35 с внутренним диаметром $d_1 = 2,121$ мм и средним диаметром $d_2 = 2,273$ мм.

Момент T_m , прикладываемый к рукоятке муфты, должен преодолевать момент трения T_p в резьбе двух гаек, который определяется по формуле

$$T_p = 0,5 \cdot Q \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi),$$

где ψ – угол подъема винтовой линии,

$$\psi = \operatorname{arctg} p / \pi \cdot d_2 = \operatorname{arctg} 0,35 / \pi \cdot 2,273 = 2,81^\circ;$$

p – шаг резьбы, $p = 0,35$ мм;

φ – приведенный угол трения в резьбе,

$$\varphi = \operatorname{arctg} f_{np} = \frac{\operatorname{arctg} f}{\cos(0,5\alpha)} = \frac{\operatorname{arctg} 0,18}{0,866} = 11,74^\circ;$$

f – коэффициент трения в резьбе, $f = 0,18$;

α – угол профиля резьбы, $\alpha = 60^\circ$.

Тогда

$$T_p = 0,5 \cdot 120 \cdot 2,272 \cdot \operatorname{tg}(2,81^\circ + 11,74^\circ) = 35,4 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

а

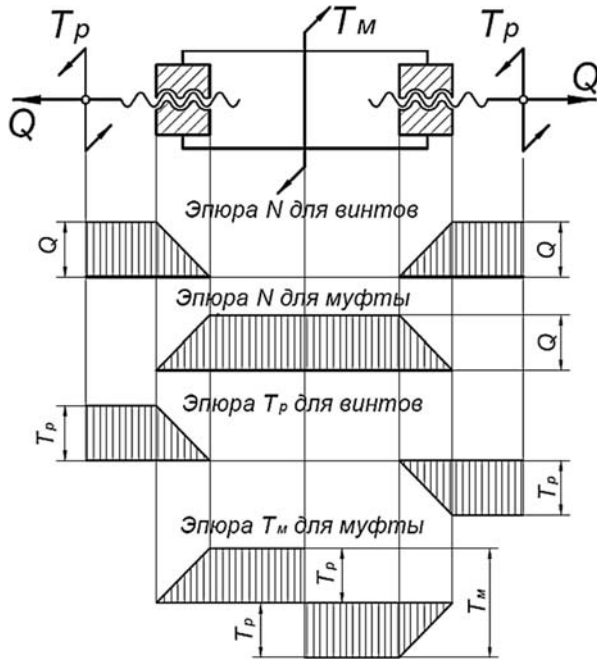


Рисунок 1.2 – Эпюры силовых факторов

$$T_m = 2T_p = 2 \cdot 35,4 = 70,8 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Строим эпюры продольных сил и крутящих моментов (рисунок 1.2), предполагая, что в пределах длины гаек эпюры условно являются линейными.

Задача 2. Тросик передачи с гибким тяговым органом крепится на диске посредством прижимной планки и двух ($n = 2$) нажимных винтов (рисунок 1.3). Считая, что усилие, приложенное к тросику в месте его закрепления, $P = 190 \text{ Н}$, рассчитать нажимные винты (изгибом винтов и разгружающим влиянием упора прижимной планки пренебречь). Коэффициент трения между тросиком и диском, а также между тросиком и прижимной планкой $f = 0,16$. Материал винтов – сталь Ст3 ($\sigma_T = 240 \text{ МПа}$; $\sigma_{см} = 135 \text{ МПа}$).

Решение

Тросик удерживается силами трения, возникающими в клиновых канавках диска и планки. Требуемое усилие нажатия планки определим из зависимости [1]

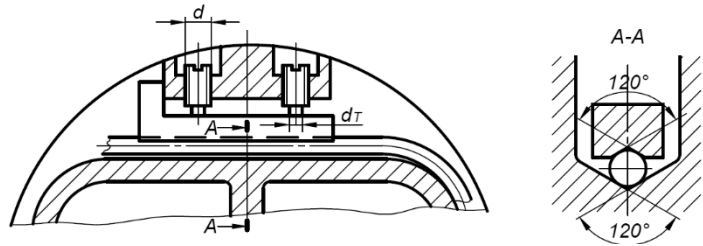


Рисунок 1.3 – Узел крепления троса

$$F = \frac{K \cdot P}{2f'} = \frac{1,2 \cdot 190}{2 \cdot 0,184} = 619,6 \text{ Н},$$

где f' – приведенный коэффициент трения на клиновых поверхностях,

$$f' = f / \sin 60^\circ = 0,16 / 0,866 = 0,184;$$

K – коэффициент запаса, $K = 1,2$.

Тогда сила затяжки одного винта

$$Q = 0,5 F = 0,5 \cdot 619,6 = 309,8 \text{ Н}.$$

Из условия прочности найдем внутренний диаметр резьбы винта по формуле

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot Q}{\pi \cdot [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 309,8}{\pi \cdot 53,3}} = 3,101 \text{ мм},$$

где $[\sigma]$ – допускаемые напряжения для материала винта, $[\sigma] = \sigma_T / [s] = 240 / 4,5 = 53,3$ МПа;

$[s]$ – коэффициент запаса при неконтролируемой затяжке, $[s] = 4,5$.

Принимаем винты с резьбой М4,5, для которой $d_1 = 3,688$ мм.

Из расчета на смятие определим диаметр нижней части винта:

$$d_T = \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot [\sigma_{см}]}} = \sqrt{\frac{309,8}{\pi \cdot 135}} = 0,855 \text{ мм}.$$

Конструктивно принимаем $d_T = 3$ мм.

2 Практическая работа № 2. Проектирование неразъемных соединений. Примеры решения задач

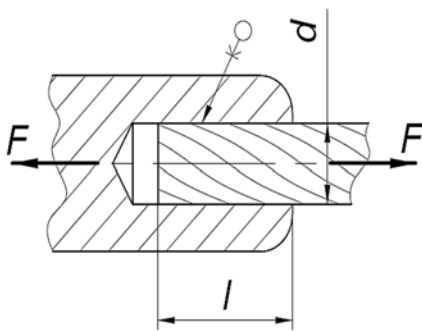


Рисунок 2.1 – Узел крепления троса

Задача 1. Определить допускаемую нагрузку F на соединение крепления троса клеем БФ-4 при температуре до 60°C . Диаметр троса $d = 8$ мм; длина участка склеивания $l = 50$ мм (рисунок 2.1).

Решение

Условие прочности на срез для телескопического соединения рассчитывается по формуле [2]

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi d l} \leq [\tau],$$

где A – площадь нахлестки соединяемых элементов узла крепления троса, мм^2 ; $A = \pi d l$;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение при статической нагрузке,

$$[\tau] = \tau_g / n = 9 / 2 = 4,5 \text{ МПа};$$

τ_g – предел прочности соединения клеем БФ-4 при температуре 60°C , $\tau_g = 9$ МПа (таблица А.1);

n – коэффициент запаса прочности, $n = 2$.

Допускаемая нагрузка на соединение определяется из условия прочности на срез:

$$F \leq [\tau] \pi dl = 4,5 \cdot 3,14 \cdot 8 \cdot 50 = 5562 \text{ Н.}$$

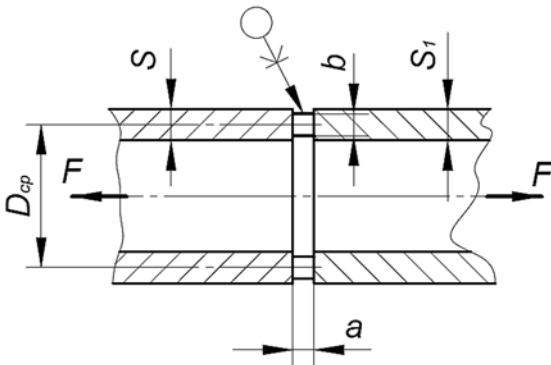


Рисунок 2.2 – Стыковое соединение труб

Задача 2. Проверить прочность изображенного на рисунке 2.2 стыкового соединения труб при температуре до 100 °С, выполненного клеем ПЭФ-2/10, при $F = 1850 \text{ Н}$; $D_{cp} = 48 \text{ мм}$; $S = S_1 = 3,5 \text{ мм}$; $b = S - 0,5 \text{ мм}$ (за счет усадки). Коэффициент запаса прочности принять равным двум.

Решение

Условие прочности соединения при растяжении имеет вид [2]:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{bl} \leq [\sigma_p],$$

где A – площадь клеевого слоя в сечении, перпендикулярном к направлению действующей нагрузки, мм^2 ; $A = bl$;

l – длина клеевого слоя, $l = \pi D_{cp} = 3,14 \cdot 48 = 150,72 \text{ мм}$;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение при растяжении,

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_{omp}}{n} = \frac{10}{2} = 5 \text{ МПа};$$

σ_{omp} – предел прочности при отрыве (таблица А.2), $\sigma_{omp} = 9 \text{ МПа}$;

n – коэффициент запаса прочности, $n = 2$.

Так как ширина шва $b = S - 0,5 = 3,5 - 0,5 = 3 \text{ мм}$, то действующие напряжения равны

$$\sigma = \frac{1850}{3 \cdot 150,72} = 4,1 \text{ МПа} \leq [\sigma_p] = 5 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

Задача 3. Рассчитать паяное нахлесточное соединение (рисунок 2.3), если действующая на соединение нагрузка $F = 12 \text{ кН}$, размеры соединения: $S_1 = S_2 = 5 \text{ мм}$; $l = 60 \text{ мм}$; рабочая температура – 20 °С; материал соединяемых

деталей – сталь 12Х18Н10Т; используемый припой ПОС 40. Длину нахлестки (ширину шва) b принять равной $b = 2,5 S$.

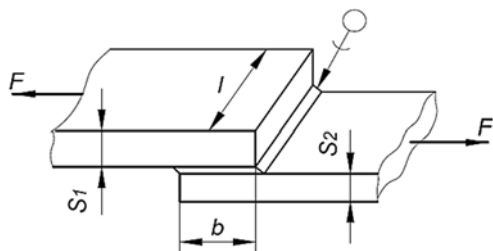


Рисунок 2.3 – Схема паяного нахлесточного соединения

Решение

Допускаемое напряжение среза для припоя ПОС 40 при соединении элементов из стали 12Х18Н10Т определяется по формуле [2]

$$[\tau] = \tau_g / n = 32 / 2,5 = 12,8 \text{ МПа},$$

где τ_g – разрушающее напряжение при срезе (таблица А.3); $\tau_g = 32 \text{ МПа}$;

n – коэффициент запаса прочности при действии статической нагрузки, $n = 2,5$.

Расчетное напряжение соединения

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{bl} = \frac{F}{2,5Sl} = \frac{12000}{2,5 \cdot 5 \cdot 60} = 16 \text{ МПа} \geq [\tau] = 12,8 \text{ МПа}.$$

Условие прочности не выполняется с перегрузкой соединения, составляющей 25 %. Следует по возможности изменить размеры соединения, приняв $l = 75 \text{ мм}$. Легко видеть, что в этом случае условие прочности выполняется как без перегрузки, так и без недогрузки.

Задача 4. Рассчитать паяное телескопическое соединение (рисунок 2.4), если действующая на соединение нагрузка $F = 40 \text{ кН}$, а размеры соединения: $D = 42 \text{ мм}$; $S_1 = S_2 = 3 \text{ мм}$; материал соединяемых деталей – сталь 40ХНМА; припой – ПСр 40. Ширину шва b принять равной $b = 2,5 S$.

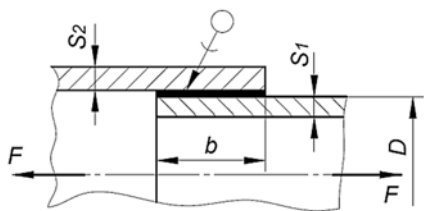


Рисунок 2.4 – Паяное телескопическое соединение

Решение

Допускаемое напряжение среза для припоя ПСр 40 при соединении элементов из стали 40ХНМА определяем по формуле [2]

$$[\tau] = \tau_g / n = 395 / 2,5 = 158 \text{ МПа},$$

где τ_g – разрушающее напряжение при срезе (таблица А.4), $\tau_g = 395 \text{ МПа}$;

n – коэффициент запаса прочности при статических нагрузках, $n = 2,5$.

Расчетное напряжение соединения найдем из выражения

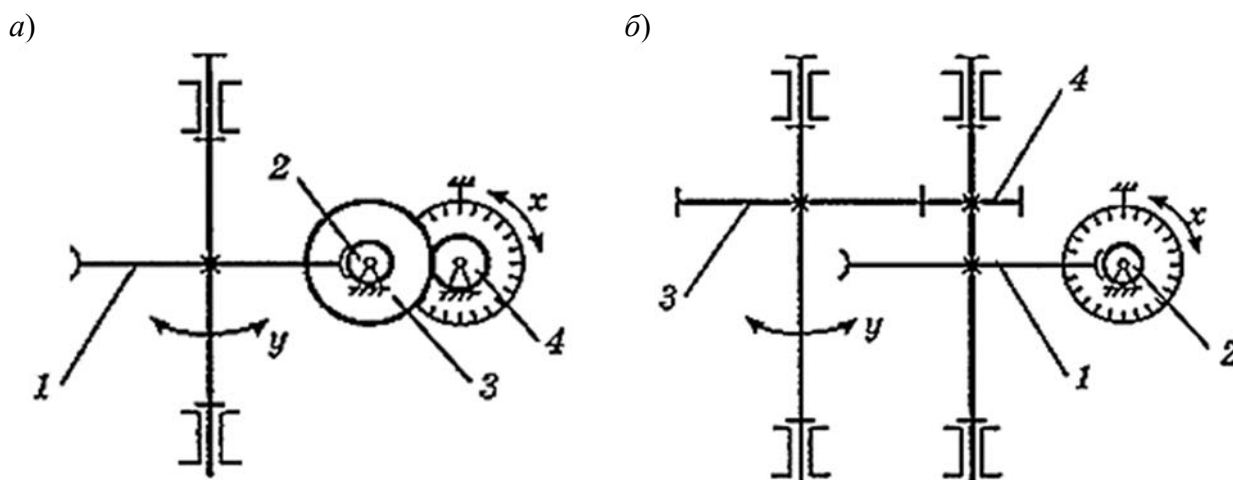
$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{bl} = \frac{F}{2,5Sl} = \frac{140000}{2,5 \cdot 3 \cdot 131,88} = 141,5 \text{ МПа} \leq [\tau] = 158 \text{ МПа},$$

где l – длина слоя припоя, $l = \pi D = 3,14 \cdot 42 = 131,88$ мм.

Условие прочности выполняется.

3 Практическая работа № 3. Принципы проектирования. Примеры реализации принципов

Пример 1 – На основе принципа наибольших масштабов преобразования сравнить две приведенные на рисунке 3.1 кинематические схемы отсчетных приборов углоизмерительного устройства. Оба привода состоят из одинаковых червячных 1, 2 и зубчатых 3, 4 пар, но переставленных местами. Червячные пары имеют передаточные числа $u_1 = 120$, зубчатые – $u_2 = 3$. Выходная координата y связана с входной x соотношением $y = \frac{x}{u_1 \cdot u_2} = \frac{x}{360}$.



a – ведущий элемент – зубчатая пара; *б* – ведущий элемент – червячная пара

Рисунок 3.1 – Кинематические схемы отсчетных приборов

Решение

Согласно принципу наибольших масштабов преобразования для обеспечения наименьшей величины суммарной погрешности устройства функциональные элементы, осуществляющие наибольший масштаб преобразования, следует ставить в конце (для устройств, работающих на редукцию) либо в начале (для устройств, работающих на мультипликацию) цепи элементарных преобразователей, а также необходимо соотносить масштаб преобразования с погрешностями элементов [3].

Для упрощения анализа примем, что кинематические погрешности червячного колеса 1 Δy_1 , червяка 2 Δy_2 , зубчатого колеса 3 Δy_3 и зубчатого колеса 4 Δy_4 приблизительно равны: $\Delta y_1 \approx \Delta y_2 \approx \Delta y_3 \approx \Delta y_4 = \Delta y$. Максимальную погрешность угла поворота ведомого звена привода, изображенного на рисунке 3.1, *a*, определим из выражения

$$\Delta y_{\max}^a = \Delta y_1 + \frac{\Delta y_2}{120} + \frac{\Delta y_3}{120} + \frac{\Delta y_4}{360} = \frac{\Delta y(360 + 3 + 3 + 1)}{360} = \frac{367 \cdot \Delta y}{360}.$$

Максимальная погрешность другого привода (рисунок 3.1, б) из-за аналогичных причин

$$\Delta y_{\max}^b = \Delta y_3 + \frac{\Delta y_4}{3} + \frac{\Delta y_1}{3} + \frac{\Delta y_2}{360} = \frac{\Delta y(360 + 120 + 120 + 1)}{360} = \frac{601 \cdot \Delta y}{360}.$$

Найдем отношение полученных погрешностей

$$\frac{\Delta y_{\max}^b}{\Delta y_{\max}^a} = \frac{601 \cdot 360}{360 \cdot 367} = 1,638.$$

Таким образом, привод, в котором элементарный преобразователь, имеющий наибольший масштаб преобразования, установлен в конце цепи преобразования, обладает точностью работы примерно в 1,638 раза выше, чем привод, где рассматриваемый принцип не выполняется.

Вместе с тем при соблюдении данного принципа следует учитывать также соотношение между масштабом преобразования и возможными погрешностями элементов функциональных устройств. Рассмотрим в качестве примера конструкцию выпускаемого промышленностью индикатора часового типа, схема которого изображена на рисунке 3.2.

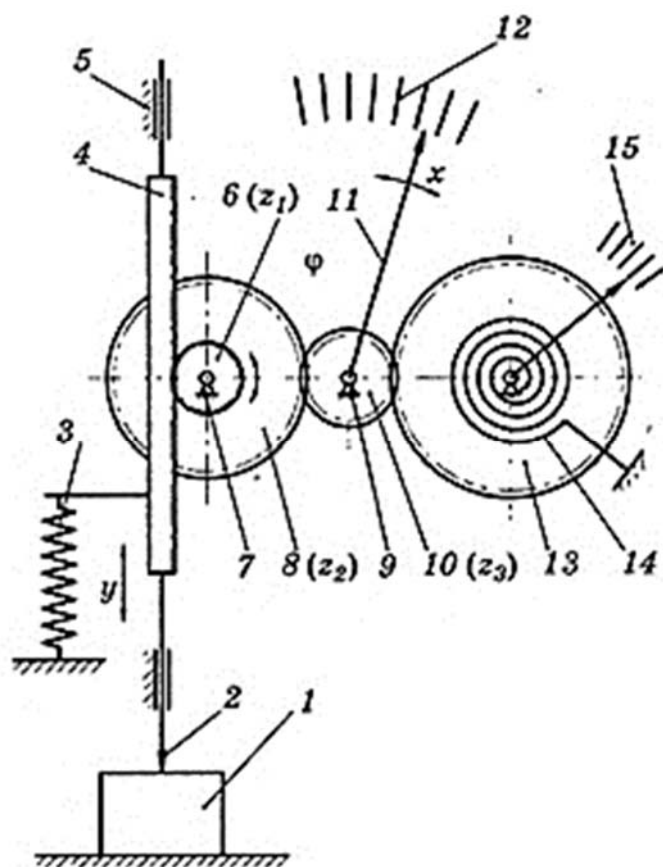


Рисунок 3.2 – Схема индикатора часового типа

В индикаторе перемещение измерительного штока 2 преобразуется в поворот стрелки 11 точной шкалы 12 с помощью двух элементарных преобразователей: реечного и зубчатого. Вначале движение измерительного штока с рейкой 4 преобразуется в поворот трибы z_1 (6) с закрепленным на его оси 7 зубчатым колесом z_2 (8), а затем поворот колеса z_2 преобразуется в поворот трибы z_3 (10) с закрепленной на его оси 9 стрелкой (на рисунке 3.2: 1 – объект измерения; 3 – пружина, развивающая мерительное усилие; 5 – направляющая измерительного штока; 13 – зубчатое

колесо, развивающее мерительное усилие; 15 – шкала).

колесо для отсчета по грубой шкале 15; 14 – спиральная пружина).

Функция (закон функционирования), связывающая перемещение измерительного штока y и поворот стрелки x индикатора, имеет вид:

$$y = \frac{m \cdot z_1}{2} \cdot \frac{z_3}{z_2} \cdot x,$$

где m – модуль зацепления зубчатой рейки и триба (z_1);

$z_1 - z_3$ – числа зубьев соответствующих зубчатых колес.

Исходя из конструктивных, точностных и технологических условий и числа зубьев колес серийного индикатора, выпускаемого отечественной промышленностью, выбраны следующими: $z_1 = 16$, $z_2 = 100$, $z_3 = 10$.

Так как индикатор работает на мультипликацию движения от штока к стрелке, то, казалось бы, надо зубчатый триб с наименьшим числом зубьев ($z_3 = 10$) поставить в начале цепи преобразования (т. е. в зацепление с зубчатой рейкой), а второй триб (с $z_1 = 16$) в конце цепи. Однако, как известно, изготовить с высокой точностью триб с числом зубьев менее 14 невозможно, поэтому он будет иметь кинематическую погрешность в несколько раз большую, чем второй триб. Так как передаточная функция (коэффициент влияния) погрешности триба, зацепленного с рейкой, на точность (погрешность) измерения равна единице, а погрешность второго триба (на оси которого установлена стрелка) имеет коэффициент влияния, равный отношению z_3 / z_2 , то, учитывая вышесказанное, более правильным для получения меньшей суммарной погрешности измерения будет зацепление зубчатой рейки с трибом, имеющим существенно меньшую собственную погрешность (т. е. с трибом с $z_1 = 16$, а не с трибом с $z_3 = 10$).

Пример 2 – Проанализировать выполнение принципа отсутствия избыточных связей и местных подвижностей для параллелограммного механизма, изображенного на рисунке 3.3.

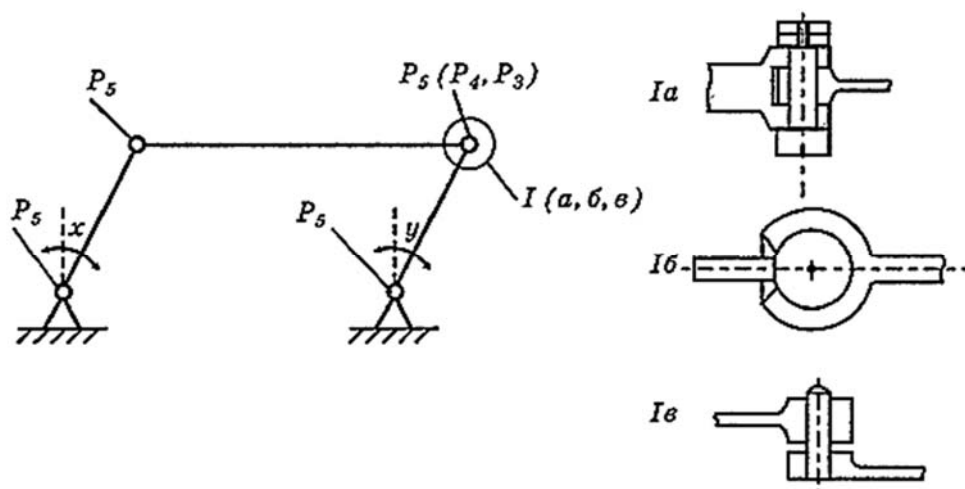


Рисунок 3.3 – Схема параллелограммного механизма

Решение

Избыточные связи в механизмах приборов приводят к объемным деформациям звеньев, увеличению трения в кинематических парах, затрудняют сборку и регулировку механизмов. В результате ухудшается точность, надежность и технологичность сборки последних. Местные подвижности менее опасны и обусловлены дополнительной рабочей подвижностью некоторых звеньев. Наличие избыточных связей и местных подвижностей q в механизмах можно определить на основании анализа их структуры, используя выражение, аналогичное выражению для числа степеней свободы механизма [3]:

$$q = n + \left(\sum_{R=1}^{K=5} P_K \cdot K \right) - 6\omega,$$

где n – число ведущих звеньев механизма;

P_K – класс кинематической пары (число накладываемых ею связей);

K – число пар данного класса;

ω – число подвижных звеньев.

Если все его шарниры выполнить в виде пар пятого класса (конструкция Ia), то

$$q = 1 + 5 \cdot 4 - 6 \cdot 3 = +3.$$

Такой механизм будет иметь деформации и проблемы при сборке. Выполнив соединение шатуна с кривошипом и коромыслом в виде сферических шарниров (т. е. пар третьего класса, конструкция Ib), получим

$$q = 1 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 2 - 6 \cdot 3 = -1.$$

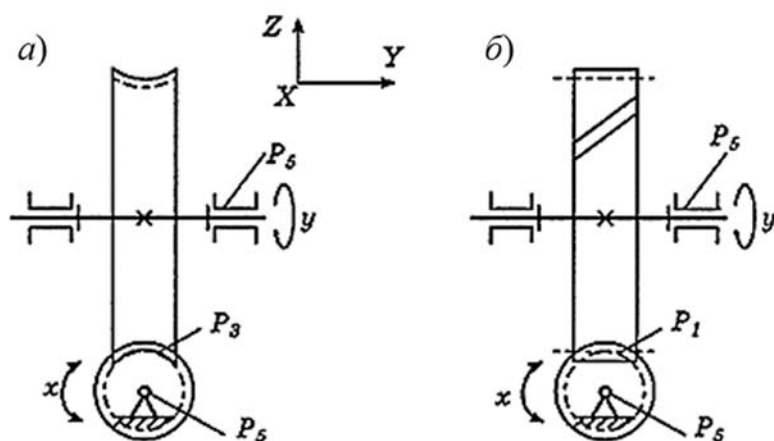
Это означает, что одно из звеньев, а именно шатун, имеет местную подвижность – возможность поворота вокруг собственной оси. Данное обстоятельство не приводит к возникновению деформации или усложнению сборки параллелограмма, однако требует, например, точного изготовления сфер сферических наконечников. Выполнив соединение шатуна с кривошипом в виде пары третьего, а с коромыслом – четвертого класса (конструкция Iv), получаем

$$q = 1 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 1 - 6 \cdot 3 = 0,$$

т. е. конструкцию без избыточных связей и местных подвижностей.

Сравним два типовых привода, широко используемых в приборостроении: червячный (рисунок 3.4, а) и червячно-зубчатый (рисунок 3.4, б). Если соединения осей вращения червяка и червячного колеса представляют собой кинематические пары пятого класса, то, учитывая, что сопряжение червяка с червячным колесом представляет собой пару третьего класса, имеем

$$q = 1 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 1 - 6 \cdot 2 = +2.$$



a – червячный; *б* – червячно-зубчатый

Рисунок 3.4 – Схемы типовых приводов

женного на рисунке 3.4, *б*, имеем

$$q = 1 + 5 \cdot 2 + 1 \cdot 1 - 6 \cdot 2 = 0.$$

Этот результат подтверждает известное в практике преимущество подобного механизма по сравнению с обычным червячным при создании приводов, обладающих высокими плавностью и чувствительностью движения. Например, при создании фирмой ЛОМО шестиметрового телескопа привод его наведения был основан именно на таком механизме.

4 Практическая работа № 4. Проектирование подшипниковых узлов передаточных механизмов. Примеры решения задач

Задача 1. Рассчитать радиальный подшипник скольжения (рисунок 4.1) с жидкостным трением при следующих данных: диаметр цапфы вала $d = 6$ мм; радиальная нагрузка на подшипник $F_r = 120$ Н; угловая скорость вращения вала $\omega = 700$ рад / с.

Решение

Для вкладышей подшипника примем бронзу марки БрО10Ф1. Обработку назначаем для цапфы вала $Rz = 0,4$ мкм, а для вкладышей $Rz = 0,8$ мкм. Предварительно рассчитаем подшипник по среднему давлению p между цапфой и вкладышем и произведению этого

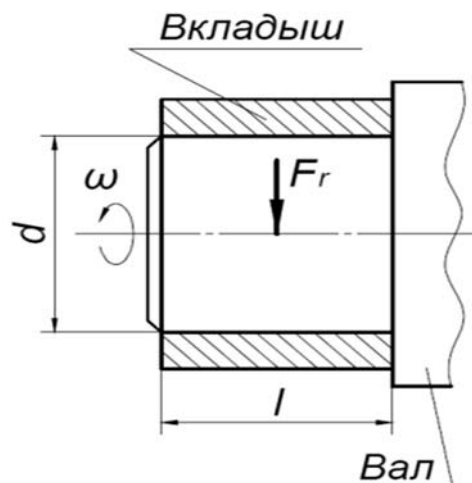


Рисунок 4.1 – Схема подшипника скольжения

Эти избыточные связи приводят к известным на практике необходимым регулировкам (совмещение плоскости симметрии червячного колеса с осью червяка) или прикаткам данного механизма при сборке, если требуется получить высокие точность, чувствительность и плавность его работы.

Сопряжение червяка с косозубым колесом создает пару первого класса, поэтому для привода, изображенного на рисунке 3.4, *б*, имеем

давления на окружную скорость v цапфы. Для определения длины цапфы (вкладыша подшипника) l примем $\varphi = l/d = 1,25$, соответствующее рекомендуемым значениям. При этом согласно [4] длина цапфы:

$$l = \varphi \cdot d = 1,25 \cdot 6 = 7,5 \text{ мм.}$$

Проверим подшипник по среднему давлению (таблица А.5):

$$p = \frac{F_r}{dl} = \frac{120}{0,006 \cdot 0,0075} = 2,6 \cdot 10^6 \text{ Па} = 2,6 \text{ МПа} < [p] = 15 \text{ МПа}.$$

Скорость скольжения (окружная скорость цапфы):

$$v = \omega \frac{d}{2} = \frac{700 \cdot 0,006}{2} = 2,1 \text{ м/с.}$$

Произведение давления в подшипнике на окружную скорость цапфы (см. таблицу А.5):

$$pv = 2,6 \cdot 2,1 = 5,46 \text{ МПа} \cdot (\text{м/с}) < [pv] = 15 \text{ МПа} \cdot (\text{м/с}).$$

Рассчитаем подшипник на жидкостное трение.

Относительный зазор в подшипнике определяется по формуле

$$\psi \approx 0,8 \cdot 10^{-3} v^{0,25} = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 2,1^{0,25} = 0,0008 \cdot 1,204 = 0,00096.$$

Принимаем относительный зазор в подшипнике $\psi = 0,001$.

Для смазывания подшипника назначаем масло индустриальное 40 с температурой нагрева в рабочей зоне $t_m = 68$ °С. Динамическая вязкость масла по графику на рисунке 4.2, $a \mu = 0,016$ Па·с.

Определим коэффициент нагруженности подшипника по формуле

$$C_F = \frac{p \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega} = \frac{2,6 \cdot 10^6 \cdot 0,001^2}{0,016 \cdot 700} = 0,232.$$

Соответствующий полученному значению C_F относительный эксцентриситет цапфы по графику на рисунке 4.2, $b \chi = 0,18$.

Минимальная толщина масляного слоя определяется по формуле

$$h_{\min} = 0,5(1 - \chi) \cdot \psi \cdot d = 0,5(1 - 0,18) \cdot 0,001 \cdot 6 = 0,0025 \text{ мм} = 2,5 \text{ мкм.}$$

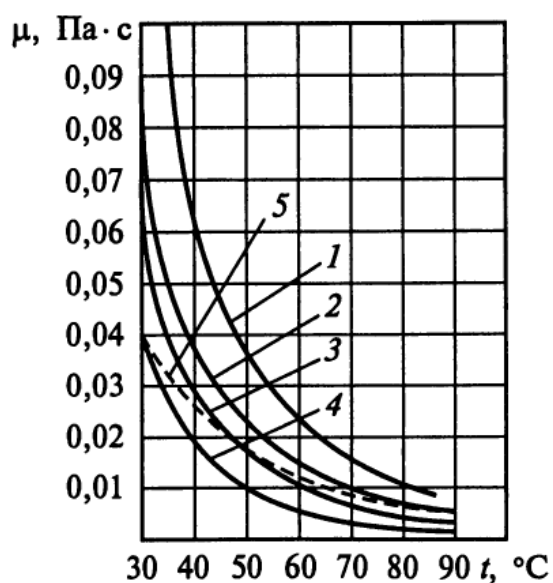
Определяем коэффициент запаса надежности подшипника по толщине мас-

ляного слоя (т. е. проверим возможность осуществления в подшипнике жидкостного трения):

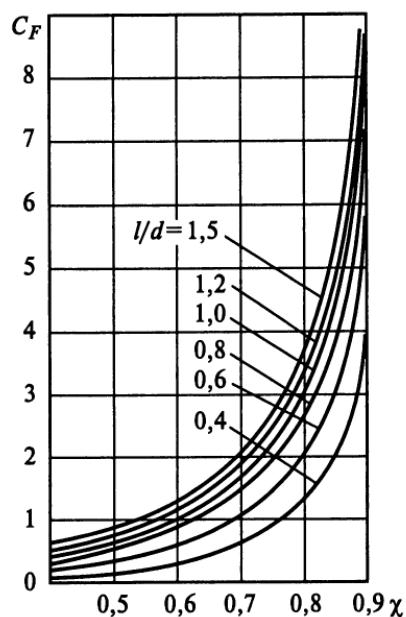
$$s_h = \frac{h_{\min}}{h_{\text{кр}}} = \frac{2,5}{0,4 + 0,8} = 2,08 > [s_h] \approx 2,$$

что вполне приемлемо. Следовательно, в данном подшипнике жидкостное трение обеспечено.

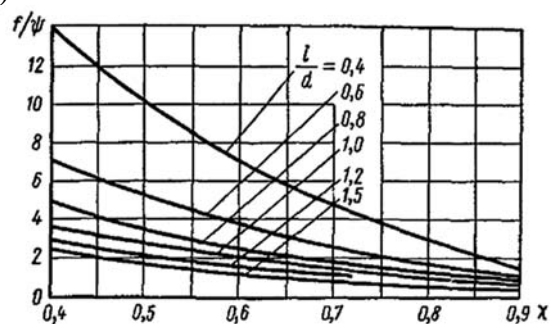
а)



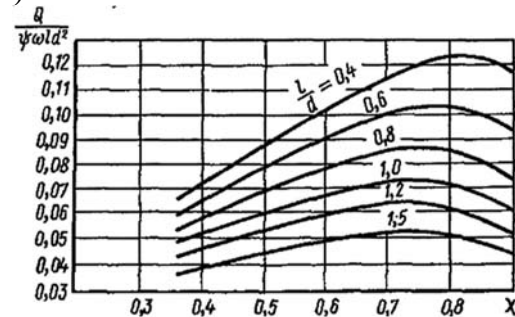
б)



в)



г)



а – график динамической вязкости масла; б – график $\chi - C_F$; в, г – характеристики протекающего объема масла через подшипник в 1 с; 1, 2, 3 и 4 – индустриальные масла марок 40, 30, 20 и 12; 5 – турбинное масло марки 22

Рисунок 4.2 – Справочная информация к расчету подшипника скольжения

Проверим температурный режим подшипника. Для этого примем:

- допускаемую температуру нагрева масла на входе в рабочую зону подшипника $[t_{\text{ex}}] = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- удельную теплоемкость масла $c = 1,92 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;

- плотность масла $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$;
- коэффициент теплопередачи $K = 14 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$.

Коэффициент трения определим с помощью графика (рисунок 4.2, в). По этому графику при $\chi = 0,18$ и $\phi = 1,25$ отношение коэффициента трения к относительному зазору подшипника $f/\psi = 6,3$ и, следовательно,

$$f = 6,3\psi = 6,3 \cdot 0,001 = 0,0063.$$

Объем масла V , протекающего через подшипник в 1 с, определим с помощью графика (рисунок 4.2, з). При $\chi = 0,18$ и $\phi = 1,2$ отношение $V/(\psi\omega l d^2) = 0,015$ и, следовательно,

$$V = 0,015\psi \cdot \omega \cdot l \cdot d^2 = 0,015 \cdot 0,001 \cdot 700 \cdot 0,0075 \cdot 0,006^2 = 28 \cdot 10^{-10} \text{ м}^3.$$

Ориентируясь на конструкцию подшипника, примем площадь его поверхности, омываемую воздухом, $A = 0,0009 \text{ м}^2$.

Тогда

$$t_m = [t_{ex}] + 0,5 \frac{F_r \cdot f \cdot v}{(c \cdot \rho \cdot V + K \cdot A)} =$$

$$= 40 + \frac{0,5 \cdot 120 \cdot 0,0063 \cdot 2,1}{(1,92 \cdot 10^3 \cdot 900 \cdot 28 \cdot 10^{-10} + 14 \cdot 0,0009)} \approx 204 \text{ °С} > [t_m] = 68 \text{ °С}.$$

Следовательно, температурный режим работы подшипника требует применения его искусственного охлаждения.

Задача 2. Проверить пригодность подшипников 7302А роликовых конических однорядных ГОСТ 333–79 (рисунок 4.3). Характеристики подшипников:

- размеры $d \times D \times B(T) = 15 \times 42 \times 13 (14,25) \text{ мм}$;
- динамическая грузоподъемность $C_r = 21,2 \text{ кН}$;
- статическая грузоподъемность $C_{0r} = 12,7 \text{ кН}$;
- коэффициент влияния осевого нагружения $e = 0,319$;
- коэффициент осевой нагрузки $Y = 1,888$;
- коэффициент радиальной нагрузки $X = 0,4$.

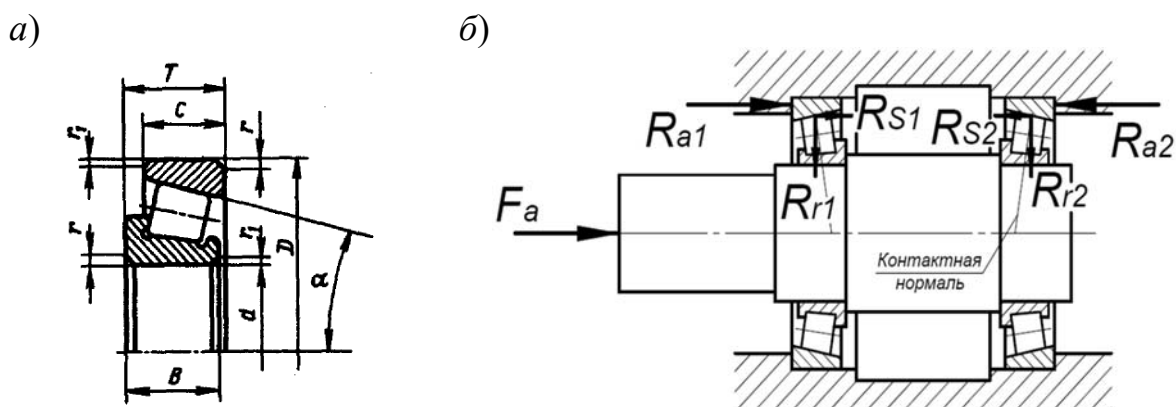
Подшипники установлены враспор, требуемая долговечность $L_h = 2,37 \cdot 10^4 \text{ ч}$, угловая скорость вала $\omega = 303,53 \text{ рад/с}$, осевая сила $F_a = 630 \text{ Н}$, реакции в подшипниках $R_{r1} = 91 \text{ Н}$, $R_{r2} = 290 \text{ Н}$.

Решение

Определяем осевые составляющие от радиальных реакций согласно [5, 6]:

$$R_{S1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1} = 0,83 \cdot 0,319 \cdot 91 = 24,09 \text{ Н};$$

$$R_{S2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2} = 0,83 \cdot 0,319 \cdot 290 = 76,78 \text{ Н}.$$



a – размеры подшипника; *б* – схема установки подшипников враспор

Рисунок 4.3 – Данные к расчету подшипника качения

Так как $R_{S1} < R_{S2}$ и $F_a > R_{S2} - R_{S1}$, то осевые нагрузки:

– в левом подшипнике

$$R_{a1} = R_{S1} = 24,09 \text{ Н};$$

– в правом подшипнике

$$R_{a2} = R_{S1} + F_a = 24,09 + 630 = 654,09 \text{ Н}.$$

Для выбора формул по расчету эквивалентной нагрузки определяем для левого и правого подшипников отношения:

$$\frac{R_{a1}}{VR_{r1}} = \frac{24,09}{1,0 \cdot 91} = 0,265 < e; \quad \frac{R_{a2}}{VR_{r2}} = \frac{654,09}{1,0 \cdot 290} = 2,255 > e.$$

Вычисляем эквивалентные нагрузки:

– для левого подшипника при $\frac{R_{a1}}{VR_{r1}} < e$:

$$R_{E1} = V \cdot R_{r1} \cdot K_b \cdot K_T = 1,0 \cdot 91 \cdot 1,1 \cdot 1,0 = 100,1 \text{ Н},$$

где V – коэффициент вращения; при вращении внутреннего кольца $V = 1,0$;

K_b – коэффициент безопасности; при спокойной нагрузке $K_b = 1,1$;

K_T – температурный коэффициент; при рабочей температуре подшипника до $100 \text{ }^\circ\text{C}$ $K_T = 1,0$.

– для правого подшипника при $\frac{R_{a2}}{VR_{r2}} > e$:

$$R_{E2} = (X \cdot V \cdot R_{r2} + Y \cdot R_{a2}) \cdot K_b \cdot K_T =$$

$$= (0,4 \cdot 1,0 \cdot 290 + 1,882 \cdot 654,09) \cdot 1,0 \cdot 1,1 = 1481,7 \text{ Н.}$$

Определяем динамическую грузоподъемность для наиболее нагруженного подшипника по формуле

$$C_{rp} = R_{E2} \sqrt[3,33]{573 \omega \frac{L_h}{10^6}} = 1481,7 \cdot \sqrt[3,33]{573 \cdot 303,53 \frac{2,37 \cdot 10^4}{10^6}} =$$

$$= 18046 \text{ Н} < C_r = 21200 \text{ Н,}$$

а затем долговечность подшипника по формуле

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573 \omega} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^{3,33} = \frac{10^6}{573 \cdot 303,53} \left(\frac{63000}{4332,24} \right)^{3,33} =$$

$$= 4,05 \cdot 10^4 \text{ ч} > L_h = 2,37 \cdot 10^4 \text{ ч.}$$

Таким образом, работоспособность подшипника 7302А при заданных условиях подтверждена с большим запасом.

Задача 3. Для заданного подшипника качения (таблица 4.1) заданного класса точности рассчитать и выбрать посадки под внутреннее и наружное кольцо, построить схему полей допусков, определить предельные натяги (зазоры), усилие запрессовки и начертить эскизы сопряжения (в сборе и по отдельности).

Исходные данные:

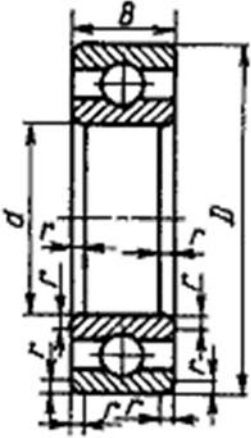
- шарикоподшипник № 207;
- класс точности 0;
- вращается вал, нагрузка умеренная, спокойная;
- вал сплошной, корпус чугунный, неразъемный;
- радиальная нагрузка $R = 4300 \text{ Н}$.

Решение

1 Устанавливаем характер нагружения колец подшипника. Согласно условию (вращается вал), внутреннее кольцо нагружено циркуляционно, а наружное

испытывает местное нагружение.

Таблица 4.1 – Подшипник качения

Конструкция подшипника	Параметры подшипника
	<p>d – номинальный диаметр отверстия внутреннего кольца D – номинальный диаметр наружной цилиндрической поверхности наружного кольца B – номинальная ширина подшипника r – номинальная координата монтажной фаски D_w – диаметр шарика z – число шариков</p>

Определяем основные размеры подшипника: наружный диаметр $D = 72$ мм, внутренний диаметр $d = 35$ мм, ширина $B = 17$ мм, радиус закругления $r = 2$ мм.

2 Определяем интенсивность нагрузки P_R поверхности вала под внутреннее кольцо подшипника:

$$P_R = \frac{R}{B} \cdot k_n \cdot F \cdot F_A = \frac{4300}{(17 - 2 \cdot 2) \cdot 10^{-3}} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 330 \cdot 10^3 \text{ Н/м} = 330 \text{ кН/м},$$

где k_n – коэффициент нагрузки, т. к. по условию задачи нагрузка умеренная, спокойная, $k_n = 1$;

F – коэффициент, учитывающий конструкцию вала, при сплошном вале $F = 1$;

F_A – коэффициент, учитывающий наличие осевой нагрузки, т. к. по условию задачи осевые нагрузки не заданы, $F_A = 1$.

3 В соответствии с заданными условиями принимаем поле допуска вала $k6$, т. е. размер шейки вала под подшипник $\text{Ø}35 \text{ } k6$.

4 Выбираем поле допуска на размер отверстия корпуса под наружное кольцо подшипника $\text{Ø}72 \text{ } H7$.

5 По [7] определяем отклонения для колец подшипника, а по ГОСТ 25347–82 определяем отклонения сопрягаемых с ними элементов (вала и корпуса). Найденные отклонения сводим в таблицу 4.2.

Таблица 4.2 – Размеры сопрягаемых элементов подшипника, вала и корпуса

Внутреннее кольцо	Вал	Наружное кольцо	Корпус
$\text{Ø} 35_{-0,012}$	$\text{Ø} 35_{+0,002}^{+0,018}$	$\text{Ø} 72_{-0,013} 0$	$\text{Ø} 72_{+0,030}$

6 Определяем усилие, потребное для запрессовки подшипника на вал:

$$P_{запр} = 10 \cdot f_k \cdot f_e \cdot N_{\max} = 10 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 30 = 7200 \text{ Н} = 7,2 \text{ кН},$$

где f_k – фактор сопротивления, зависящий от коэффициента трения (при напрессовке подшипника $f_k = 4$, при выпрессовке подшипника $f_k = 6$);

f_e – фактор, зависящий от размеров кольца и определяемый по формуле

$$f_e = B \left[1 - \left(\frac{d}{d_0} \right)^2 \right] = 17 \left[\left(\frac{35}{44} \right)^2 \right] = 6 \text{ мм},$$

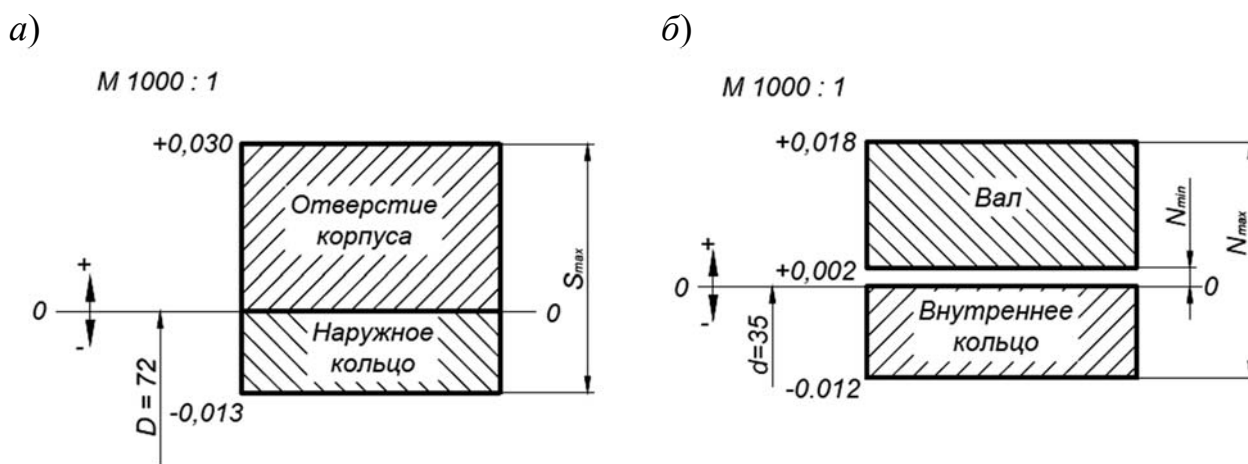
где $d_0 = d + \frac{D-d}{4} = 35 + \frac{72-35}{4} = 44 \text{ мм};$

N_{\max} – натяг посадки подшипника на вал,

$$N_{\max} = es - EI = 0,018 - (-0,012) = 0,030 \text{ мм} = 30 \text{ мкм},$$

в этой формуле $es = 0,018 \text{ мм}$ верхнее отклонение вала $\text{Ø}35 \text{ k6}$, $EI = -0,012 \text{ мм}$ нижнее отклонение среднего диаметра внутреннего кольца $\text{Ø}35 \text{ L0}$.

7 Вычерчиваем схемы распределения полей допусков (рисунок 4.4).



а – наружного кольца и отверстия корпуса; б – внутреннего кольца и вала

Рисунок 4.4 – Схемы распределения полей допусков деталей узла подшипника

8 Вычерчиваем сборочный и детализировочные чертежи (рисунки 4.5 и 4.6) с обязательным указанием:

– шероховатости посадочных и опорных торцовых поверхностей вала и корпуса;

– допусков формы и расположения посадочных поверхностей вала и отверстия корпуса.

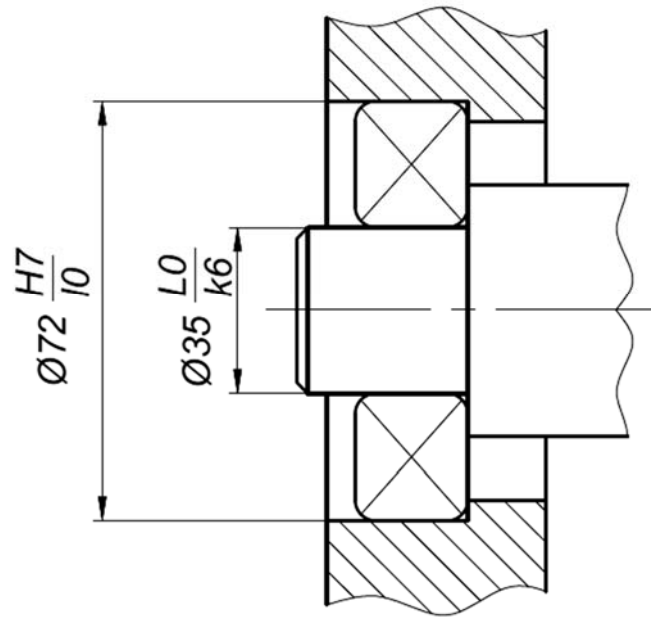
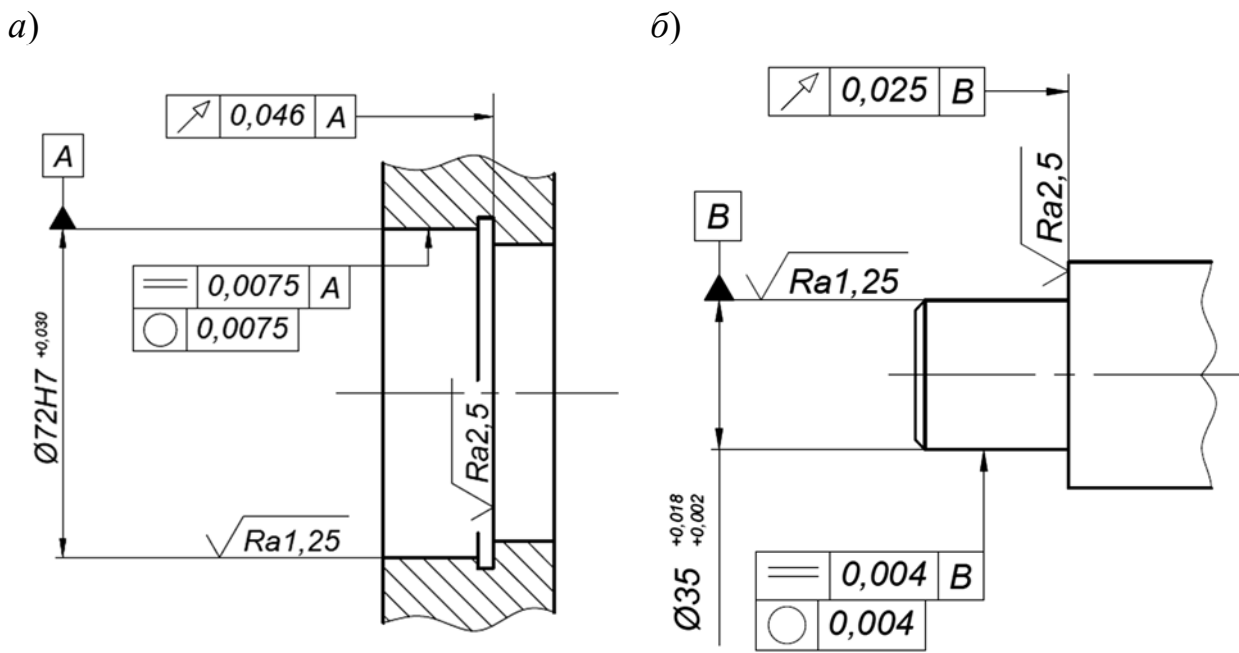


Рисунок 4.5 – Сборочный чертеж соединения



a – корпус подшипника; *б* – вал

Рисунок 4.6 – Подетальный чертеж соединения

5 Практическая работа № 5. Проектирование компонентов передаточных механизмов. Примеры решения задач

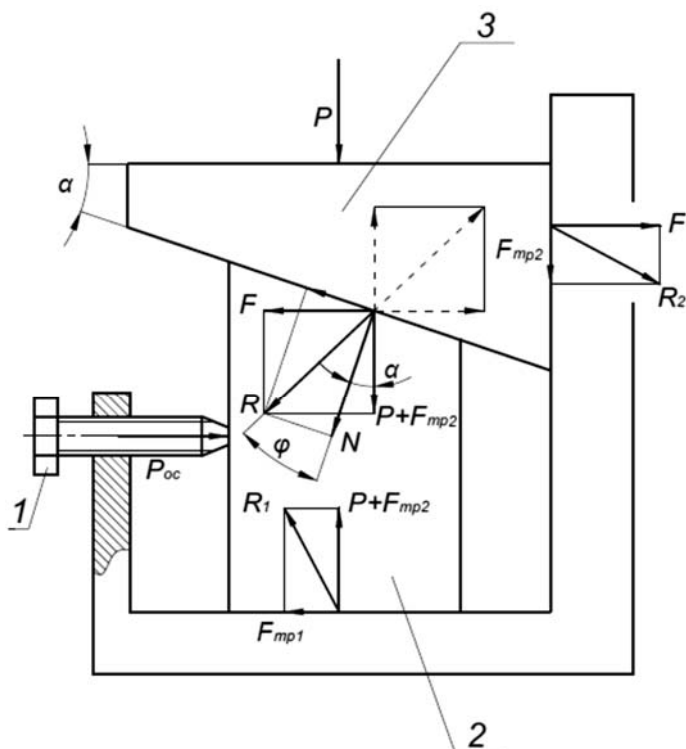


Рисунок 5.1 – Схема клинового механизма

Задача 1. Определить момент $T_{зав}$, прикладываемый к винту 1, для подъема нагруженной силой P детали 3 посредством перемещения клина 2 (рисунок 5.1). Сила $P = 100$ кН; средний диаметр резьбы винта не менее $d_2 = 15$ мм; приведенный угол трения в резьбе $\varphi_1 = 9,648^\circ$; угол подъема резьбы $\psi = 2,431^\circ$; угол клина $\alpha = 10^\circ$; коэффициент трения при перемещении клина по обеим поверхностям $f = 0,1$. Трением на торце винта пренебречь.

Решение

Осевое усилие на винте, необходимое для подъема детали 3, определяем по формуле

$$P_{oc} = F + F_{mp1},$$

где F – приложенная к детали 3 горизонтальная сила, преобразуемая клином в вертикальную силу P ,

$$F = (P + F_{mp2}) \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \alpha),$$

где φ – угол трения при движении клина 2 и детали 3, $\varphi = \operatorname{arctg} f = \operatorname{arctg} 0,1 = 5,71^\circ$;

P – вертикальная сила, создаваемая при перемещении клина 2;

F_{mp2} – сила трения детали (поз. 3) о корпус, $F_{mp2} = F \cdot f$;

F_{mp1} – сила трения клина 2 о корпус, $F_{mp1} = (P + F_{mp2}) \cdot f$.

С учетом изложенного имеем:

$$F = (P + F \cdot f) \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \alpha) = P \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \alpha) + F \cdot f \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \alpha).$$

Продолжив преобразование получим

$$F \cdot (1 - f \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \alpha)) = P \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \alpha),$$

откуда

$$F = \frac{P \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \alpha)}{1 - f \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \alpha)} = \frac{100 \cdot 10^3 \cdot \operatorname{tg}(5,71 + 10)}{1 - 0,1 \cdot \operatorname{tg}(5,71 + 10)} = \frac{28127,57}{0,972} = 28941,6 \text{ Н.}$$

Силы трения

$$F_{mp2} = F \cdot f = 28941,6 \cdot 0,1 = 2894,16 \text{ Н};$$

$$F_{mp1} = (P + F_{mp2}) \cdot f = (100000 + 2894,16) \cdot 0,1 = 10289,42 \text{ Н.}$$

Осевая сила

$$P_{oc} = F + F_{mp1} = 28941,6 + 10289,42 = 39231 \text{ Н.}$$

Момент, который необходимо приложить к винту 1 для получения силы P_{oc} , определяется как момент, необходимый для преодоления сил трения в резьбе при действии осевой силы (моментом трения на торце винта пренебрегаем по условию задачи) по формуле

$$\begin{aligned} T_{зав} &= 0,5 \cdot P_{oc} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1) \cdot d_2 = \\ &= 0,5 \cdot 39231 \cdot \operatorname{tg}(2,48 + 9,648) \cdot 18,3756 = 77457,31 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 77,5 \text{ Н} \cdot \text{м}, \end{aligned}$$

где φ_1 – угол трения в резьбе, $\varphi_1 = \operatorname{arctg} f_{np} = 9,648^\circ$;

ψ – угол подъема резьбы. Заданному условию ($d_2 \geq 15$ мм) удовлетворяет резьба М20 со средним диаметром $d_2 = 18,376$ мм и шагом $p = 2,5$ мм, тогда

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{p}{\pi d_2} = \operatorname{arctg} \frac{2,5}{33,14 \cdot 18,376} = 2,48^\circ.$$

Длина стандартного ключа для болта с резьбой с наружным диаметром $d = 20$ мм $L = 15d = 15 \cdot 20 = 300$ мм, тогда требуемое усилие, которое рабочему необходимо приложить к ключу,

$$P_{раб} = \frac{T_{зав}}{L} = \frac{77457,31}{300} = 258,19 \text{ Н.}$$

Для выполнения этой работы надо быть достаточно сильным человеком или использовать специальный ключ.

Задача 2. При исследовании механических характеристик материала, испытываемый образец 1 зажимается в клиновых плашках 2 клиновой головки 3 разрывной машины и подвергается растяжению силой P (рисунок 5.2). Определить максимально возможный угол α , при котором произойдёт самозаклинивание образца в плашках от силы растяжения, а также контактные давления между плашками и головкой, если коэффициент трения между плашками и образцом $f_1 = 0,3$; коэффициент трения между плашками и клиновой головкой $f_2 = 0,11$; высота плашек $h = 100$ мм; длина плашек $l = 100$ мм; сила $P = 10$ кН.

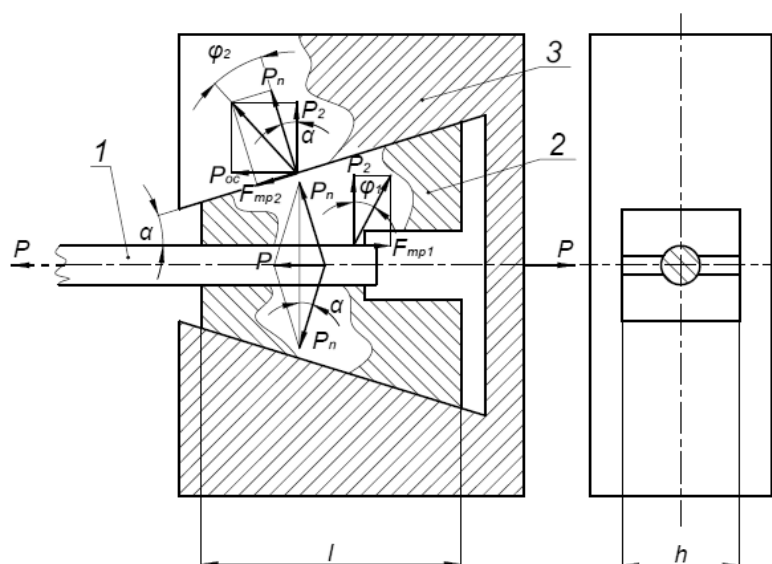


Рисунок 5.2 – Клиновая головка разрывной машины

Решение

Сила растяжения P передаётся на плашки через их контакт с зажимной головкой и на испытываемый пруток через контакт с плашками. Из рисунка видно, что нормальная к наклонной плоскости сила будет равна

$$P_n = \frac{P}{2 \sin \alpha}.$$

Контактное давление между плашкой и головкой

$$q = \frac{P_n}{l \cdot h} = \frac{0,5P}{l \cdot h \cdot \sin \alpha} \leq [q].$$

Условие самозаклинивания будет выполнено, если сила трения F_{mp1} между прутком и плашками будет больше, чем осевая сила P_{oc} , сообщаемая плашкам головкой, т. е. $F_{mp1} > P_{oc}$. В соответствии со схемой сил

$$F_{mp1} = P_2 f_1 = P_2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_1,$$

где φ_1 – угол трения между прутком и плашкой, $\varphi_1 = \operatorname{arctg} f_1$.

Осевая сила P_{oc} (см. рисунок 5.2) с учётом угла клина α равна

$$P_{oc} = P_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_2),$$

где φ_2 – угол трения между плашкой и головкой, $\varphi_2 = \operatorname{arctg} f_2$,

тогда

$$P_2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 \geq P_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_2) \text{ или } \operatorname{tg} \varphi_1 \geq \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_2) \text{ или } \varphi_1 \geq \alpha + \varphi_2.$$

Откуда

$$\alpha \leq \operatorname{arctg} f_1 - \operatorname{arctg} f_2 = \operatorname{arctg} 0,3 - \operatorname{arctg} 0,11 = 16,7^\circ - 6,28^\circ = 10,42^\circ.$$

Приняв $[q] = 15$ МПа, определим давление между плашками и головкой

$$q = 0,5 \frac{10000}{100 \cdot 100 \cdot \sin 10,42^\circ} = 2,8 \text{ МПа} \leq [q] = 15 \text{ МПа}.$$

Задача 3. На рисунке 5.3 схематично показан прихват детали к столу металлорежущего станка (тангенсный механизм). Определить необходимую силу Q на штоке зажимного цилиндра при следующих условиях: сила прижима $P = 3000$ Н; радиус опорной оси прихвата $r = 10$ мм; коэффициент трения на оси $f_0 = 0,1$; размер $l = 50$ мм; размер $l_1 = 150$ мм. Определить контактное напряжение между прихватом и осью, принимая толщину прихвата $s = 15$ мм.

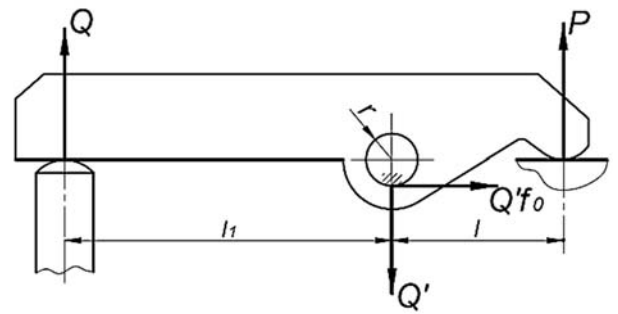


Рисунок 5.3 – Рычажный прихват

Решение

Руководствуясь [8], определим сумму моментов сил относительно центра оси

$$\sum M_o = Ql_1 - Pl - Q'r f_0 = 0.$$

Откуда

$$Q \cdot l_1 = P \cdot l + Q' \cdot r \cdot f_0,$$

но $Q' = Q + P$, тогда

$$Q \cdot l_1 = P \cdot l + (Q + P) \cdot r \cdot f_0 = P \cdot l + Q \cdot r \cdot f_0 + P \cdot r \cdot f_0.$$

Откуда

$$Q \cdot l_1 - Q \cdot r \cdot f_0 = P \cdot l + P \cdot r \cdot f_0$$

или

$$Q \cdot (l_1 - r \cdot f_0) = P \cdot (1 + r \cdot f_0).$$

Из последнего равенства следует

$$Q = P \cdot \frac{l + r \cdot f_0}{l_1 - r \cdot f_0} = 3000 \frac{50 + 10 \cdot 0,1}{150 - 10 \cdot 0,1} = 1027 \text{ Н.}$$

Контактное давление (напряжения смятия)

$$q = \frac{Q + P}{s \cdot 2r} = \frac{1027 + 3000}{15 \cdot 2 \cdot 10} = 13,4 \text{ МПа.}$$

Задача 4. На рисунке 5.4 схематично показан прихват детали к столу металло-режущего станка (тангенсный механизм). Определить необходимую силу Q зажимного цилиндра при следующих условиях: сила прижима $P = 3000$ Н; радиус опорной оси прихвата $r = 10$ мм; коэффициент трения на оси $f_0 = 0,1$; коэффициент трения между прижимом и деталью $f = 0,15$; коэффициент трения между штоком цилиндра и прижимом $f_1 = 0,12$; размер $l = 50$ мм; размер $l_1 = 150$ мм; размер $h_1 = 20$ мм; размер $h = 35$ мм. Определить контактное давление между прихватом и штоком, принимая толщину прихвата $s = 15$ мм.

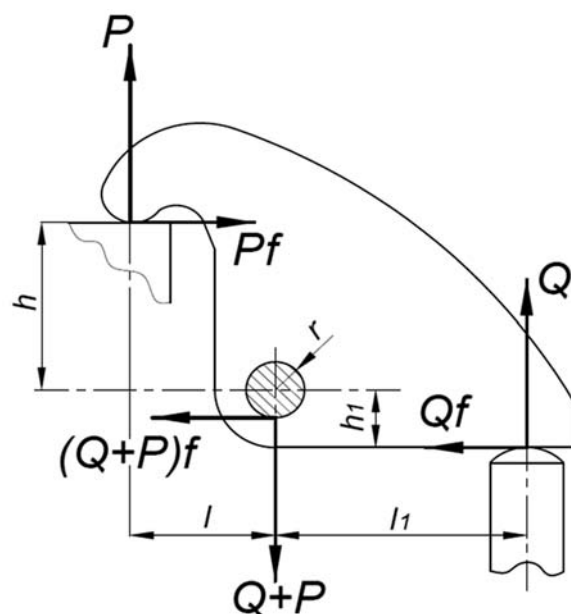


Рисунок 5.4 – Схема прихвата

Решение

Составив и решив уравнения равновесия моментов относительно центра оси согласно [8], получим:

$$\sum M_o = Pl + Phf + Q'r f_0 + Pr f_0 - Ql_1 + Qh_1f_1 = 0.$$

Откуда

$$Q = P \frac{l + h \cdot f + r \cdot f_0}{l_1 - h_1 \cdot f_1 - r \cdot f_0} = 3000 \frac{50 + 35 \cdot 0,15 + 10 \cdot 0,1}{150 - 20 \cdot 0,12 - 10 \cdot 0,1} = 3000 \frac{56,25}{146,6} = 1151 \text{ Н.}$$

Контактное давление (напряжения смятия)

$$q = Q + P / (s \cdot 2r) = 1151 + 3000 / (15 \cdot 2 \cdot 10) = 13,84 \text{ МПа.}$$

Задача 5. Определить погрешность синусного механизма при угловом положении кривошипа равным $\varphi = 30^\circ$ (рисунок 5.5). Номинальная длина кривошипа $l_{01} = 40$ мм, действительная длина кривошипа $l_1 = 41,5$ мм. Люфт цапфы кривошипа составляет 1° .

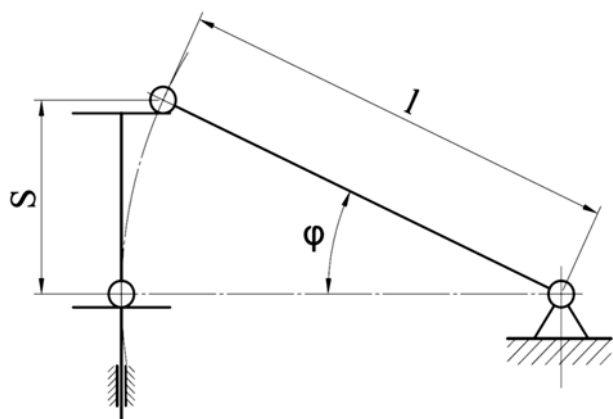


Рисунок 5.5 – Схема синусного механизма

Решение

Определяем отклонения элементов механизма от номинальных:

– длины кривошипа
 $\Delta l_1 = l_1 - l_{01} = 41,5 - 40 = 1,5 \text{ мм};$

– угла поворота кривошипа
 $\Delta \varphi = 1^\circ = \pi / 180^\circ = 0,017.$

Выражаем координату S через длину кривошипа l_1 и угловое положение кривошипа φ :

$$S = l_1 \cdot \sin \varphi.$$

Записываем выражение для определения погрешности применительно к данному механизму:

$$\Delta S = \frac{\partial S}{\partial l_1} \cdot \Delta l_1 + \frac{\partial S}{\partial \varphi} \cdot \Delta \varphi$$

и берём частные производные, после чего получаем выражения:

$$\frac{\partial S}{\partial l_1} = \sin \varphi; \quad \frac{\partial S}{\partial \varphi} = l_1 \cdot \cos \varphi.$$

Оценим погрешность механизма при $\varphi = 30^\circ$.

$$\Delta S = \sin(\varphi) \cdot \Delta l_1 + l_1 \cdot \cos(\varphi) \cdot \Delta \varphi = \sin(30^\circ) \cdot 1,5 + 41,5 \cdot \cos(30^\circ) \cdot 0,017 = 1,36 \text{ мм}.$$

Задача 6. Определить погрешность кривошипно-ползунного механизма (рисунок 5.6) при угловом положении кривошипа равным 60° . Номинальная длина кривошипа 40 мм, действительная длина кривошипа $l_1 = 41,5$ мм. Номинальная длина шатуна $l_{02} = 50$ мм, действительная длина шатуна $l_2 = 50,5$ мм. Люфт цапфы кривошипа составляет 2° .

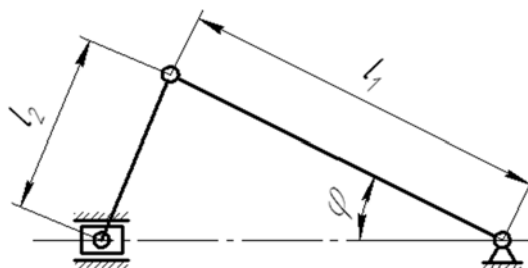


Рисунок 5.6 – Кривошипно-ползунный механизм

Решение

Определяем отклонения элементов механизма от номинальных:

$$\Delta l_1 = l_1 - l_{01} = 41,5 - 40 = 1,5 \text{ мм}; \quad \Delta l_2 = l_2 - l_{02} = 50,5 - 50 = 0,5 \text{ мм};$$

$$\Delta \varphi = 2^\circ = 2 \cdot \pi / 180^\circ = 0,0345 \text{ рад.}$$

Выражаем координату S через длину кривошипа l_1 , длину шатуна l_2 и угловое положение кривошипа φ :

$$S = l_1 \cdot \cos \varphi + \sqrt{l_2^2 - (l_1 \cdot \sin \varphi)^2}.$$

Записываем выражение для определения погрешности применительно к данному механизму:

$$\Delta S = \frac{\partial S}{\partial l_1} \Delta l_1 + \frac{\partial S}{\partial l_2} \Delta l_2 + \frac{\partial S}{\partial \varphi} \Delta \varphi.$$

Берём частные производные:

$$\frac{\partial S}{\partial l_1} = \cos \varphi - \frac{l_1 \cdot \cos^2 \varphi}{\sqrt{l_2^2 - (l_1 \cdot \sin \varphi)^2}}; \quad \frac{\partial S}{\partial l_2} = \frac{l_2}{\sqrt{l_2^2 - (l_1 \cdot \sin \varphi)^2}};$$

$$\frac{\partial S}{\partial \varphi} = l_1 \cdot \sin \varphi + \frac{l_1^2 \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi}{\sqrt{l_2^2 - (l_1 \cdot \sin \varphi)^2}}.$$

Оценим погрешность механизма при $\varphi = 60^\circ$.

$$\begin{aligned} \Delta S &= \left(\cos \varphi - \frac{l_1 \cdot \cos^2 \varphi}{\sqrt{l_2^2 - (l_1 \cdot \sin \varphi)^2}} \right) \cdot \Delta l_1 + \frac{l_2}{\sqrt{l_2^2 - (l_1 \cdot \sin \varphi)^2}} \cdot \Delta l_2 + \\ &+ \left(l_1 \cdot \sin \varphi + \frac{l_1^2 \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi}{\sqrt{l_2^2 - (l_1 \cdot \sin \varphi)^2}} \right) \cdot \Delta \varphi = 0,207 \cdot 1,5 + 1,423 \cdot 0,5 + 56,96 \cdot 0,0345 = 2,99 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Задача 7. Построить тангенсный механизм (рисунок 5.7), который обеспечил бы линейную зависимость $\varphi = k \cdot S$ с минимальной погрешностью схемы в

пределах измерения S от $-0,1$ до $0,1$ мм и φ от -1° до $+1^\circ$.

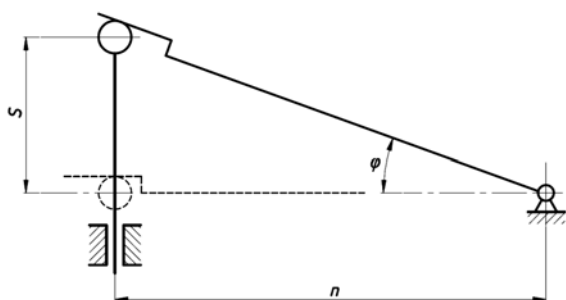


Рисунок 5.7 – Схема тангенсного механизма

Решение

Определим коэффициент

$$k = \frac{\varphi_{\max}}{S_{\max}} = \frac{1}{0,1} \cdot \frac{\pi}{180^\circ} = 0,1745 \text{ рад/мм}$$

и запишем закон движения тангенсного механизма: $\varphi = \text{arctg } S/n$.

Уравнение теоретической погрешности механизма имеет вид:

$$\Delta\varphi = \text{arctg} \frac{S}{n} - kS.$$

Разложим данное выражение в степенной ряд. Получим приближенное выражение

$$\Delta\varphi = \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{n^3} S^3 - \left(\frac{1}{n} - k \right) S,$$

для которого приближающий многочлен Чебышева в соответствии с таблицей А.6 имеет вид: $x^3 - 0,750x$, и найдем корни данного степенного ряда по таблице

$$S = (0; +0,866; -0,866).$$

Принимая во внимание, что $S = 0,1x$, будем считать, что при сделанных допущениях погрешность равна 0.

Подставляем данные корни в выражение для нахождения погрешности:

$$0 = \text{arctg} \frac{0,1 \cdot 0,866}{n} - 0,1 \cdot 0,866 \cdot 0,1745 = \text{arctg} \frac{0,1 \cdot 0,866}{n} - 0,0151,$$

откуда

$$n = \frac{0,0866}{\text{tg } 0,01511} = 5,73 \text{ мм.}$$

Задача 8. Требуется спроектировать изображенный на рисунке 5.8 планетарный редуктор (редуктор Давида) с передаточным отношением $i_{4H}^1 = 10000$.

Решение

При неподвижном центральном колесе 1 передаточное отношение редуктора будет равно

$$i_{4H}^1 = \frac{1}{1 - i_{41}^H},$$

где i_{41}^H – передаточное отношение простого ряда.

Следовательно, большое передаточное отношение может быть достигнуто, если передаточное отношение простого ряда (i_{41}^H или i_{14}^H) – величина положительная и мало отличающаяся от +1. То есть обе пары зубчатых колес должны быть внешнего ($-i$) или внутреннего ($+i$) зацепления.

Основываясь на вышеприведенной формуле, получим

$$10000 = \frac{1}{1 - i_{41}^H},$$

откуда передаточное отношение простого ряда в данном случае определится как $i_{41}^H = 10000 - 1 / 10000 = 0,9999$. Но известно, что

$$i_{41}^H = i_{43}^H \cdot i_{21}^H = \left(-\frac{z_3}{z_4} \right) \cdot \left(-\frac{z_1}{z_2} \right) = \frac{9999}{10000}.$$

Такому передаточному отношению простого ряда можно, в частности, удовлетворить при $z_1 = 101$, $z_3 = 99$, $z_4 = z_2 = 100$, полученными простым подбором.

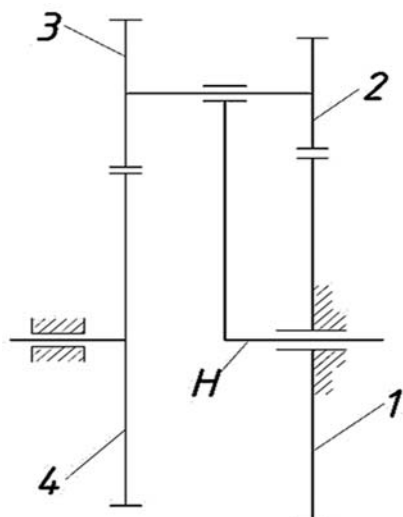
В соответствии с конструкцией передачи межосевые расстояния в каждой ступени должны быть равны: $a_{w1} = a_{w2}$. При модуле зацепления $m = 1$ мм

$$a_{w1} = m \cdot (z_1 + z_2) / 2 = 1 \cdot (100 + 101) / 2 = 100,5 \text{ мм};$$

$$a_{w2} = m \cdot (z_3 + z_4) / 2 = 1 \cdot (99 + 100) / 2 = 99,5 \text{ мм}.$$

Примем общее для двух ступеней межосевое расстояние $a_w = 100,5$ мм и выполним ступень $z_3 - z_4$ косозубой. Тогда

$$a_w = \frac{m \cdot (z_3 + z_4)}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{1 \cdot (99 + 100)}{2 \cdot \cos \beta} = 100,5 \text{ мм}.$$



1, 2, 3, 4 – зубчатые колеса; H – водило

Рисунок 5.8 – Редуктор Давида

Откуда

$$\cos\beta = 99,5 / 100,5 = 0,9904;$$

$$\beta = 8,089^\circ.$$

Задача 9. Спроектировать зубчатый механизм с остановками (рисунок 5.9), в котором ведомое колесо должно работать с перерывами 2 с при продолжительности вращения тоже в 2 с и при $n_2 = 60$ об/мин; $z_2 = 20$; $m = 2$ мм; $a_w = 100$ мм; $r_{a1} = 82$ мм.

Решение

Межосевое расстояние передачи определяется по формуле

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{mz_\Sigma}{2},$$

где z_Σ – суммарное число зубьев, из которой найдем суммарное число зубьев механизма

$$z_\Sigma = \frac{2a_w}{m} = \frac{200}{2} = 100,$$

а затем число зубьев $z_1 = z_\Sigma - z_2 = 100 - 20 = 80$.

Определим радиусы окружностей выступов зубчатых колес:

– колеса z_2

$$r_{a2} = \frac{d_{a2}}{2} = \frac{m(z_2 + 2)}{2} = \frac{2(20 + 2)}{2} = 22 \text{ мм},$$

– колеса z_1

$$r_{a1} = \frac{d_{a1}}{2} = \frac{m(z_1 + 2)}{2} = \frac{2(80 + 2)}{2} = 82 \text{ мм}.$$

Теперь из треугольника с вершинами в центрах зубчатых колес и одной из точек пересечения их окружностей выступов определим угол β :

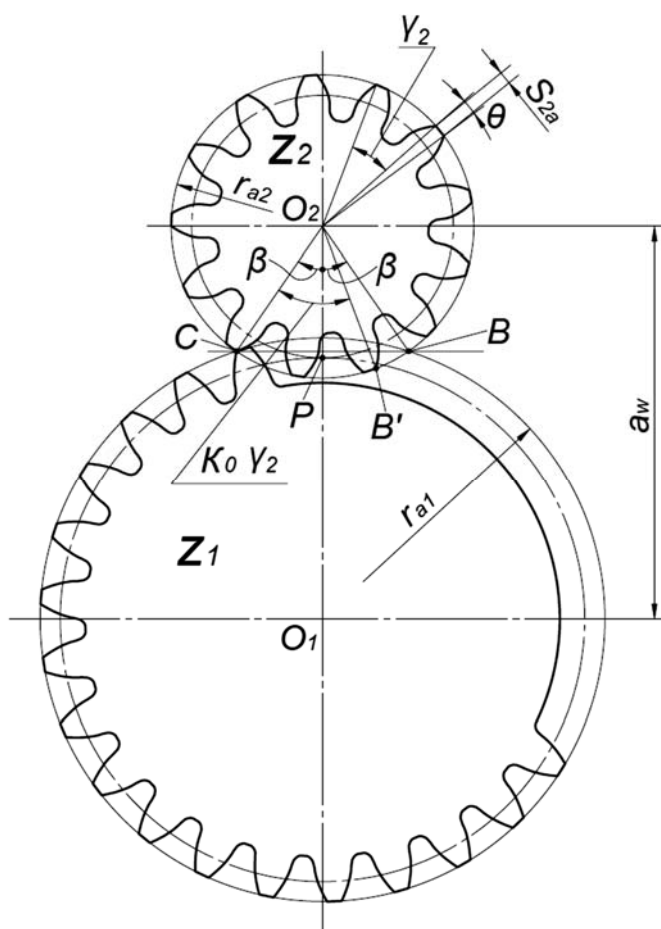


Рисунок 5.9 – Схема зубчатого механизма

$$\beta = \arccos \frac{a_w^2 + r_{a2}^2 - r_{a1}^2}{2a_w r_{a2}} = \arccos \frac{100^2 + 22^2 - 82^2}{2 \cdot 100 \cdot 22} = \arccos 0,841 = 32,764^\circ = 32^\circ 46'.$$

Угловой шаг зубьев колеса z_2 определим по формуле

$$\gamma_2 = \frac{2\pi}{z_2} = \frac{360^\circ}{20} = 18^\circ,$$

тогда число целых шагов K_0 на дуге BC найдем по формуле

$$[K_0] = \left[\frac{2\beta}{\gamma} \right] = \left[\frac{2 \cdot 32,764^\circ}{18^\circ} \right] = [3,64]; \quad [K_0] = 3.$$

Определим, какое из номинальных 80 число зубьев $z_{1нен}$ должно остаться у неполного зубчатого колеса z_1 . За 2 с колесо z_2 сделает два оборота (при $n_2 = 60$ об/мин), поэтому параметр $N = 2$, тогда

$$z_{1нен} = N \cdot z_2 - (K_0 - 1) = 2 \cdot 20 - (3 - 1) = 38.$$

Проверяем передачу на заклинивание. Условие незаклинивания имеет вид:

$$2\beta - K_0 \cdot \gamma_2 < \gamma_2 - \theta,$$

где θ – угол заострения вершины зуба.

Угол θ определим следующим образом (см. рисунок 5.9). По теории эвольвентного зацепления имеем

$$\frac{\theta}{2} = \frac{\pi}{2z_2} + \text{inv } \alpha - \text{inv} \left(\arccos \frac{r_b}{r_a} \right),$$

где r_b – радиус основной окружности, $r_b = (m z_2 / 2) \cdot \cos 20^\circ = (2 \cdot 20 / 2) \cdot 0,9397 = 18,794$ мм;

$\text{inv} (\arccos (r_b/r_a))$ – эвольвентная функция выражения в скобках, $\text{inv}(\arccos (r_b/r_a)) = \text{inv} (\arccos (18,794/22)) = \text{inv } 31,35^\circ = 0,062$;

$\text{inv } \alpha$ – эвольвентная функция угла зацепления, $\text{inv } \alpha = \text{inv } 20^\circ = 0,0149$.

Тогда

$$\frac{\theta}{2} = \frac{3,14}{2 \cdot 20} + 0,0149 - 0,062 = 0,0314 \text{ рад},$$

т. е. $\theta = 0,0628$ рад = $3,6^\circ = 3^\circ 36'$.

Вычисляем полученные ранее выражения:

$$2\beta - K_0 \cdot \gamma_2 = 2 \cdot 32^\circ 46' - 3 \cdot 18^\circ = 11^\circ 32';$$

$$\gamma_2 - \theta = 18^\circ - 3^\circ 36' = 14^\circ 24'.$$

Решение

1 В соответствии с [9] определим передаточное число червячной передачи по формуле

$$u_{чп} = \frac{u}{u_1 \cdot u_2 \cdot u_3} = \frac{500}{2 \cdot 3 \cdot 5} = 16,67.$$

2 Определим числа зубьев зубчатых колес редуктора и погрешность передаточного отношения.

Выберем для цилиндрической передачи с большим передаточным числом число зубьев шестерни $z_5 = 17$. Найдем число зубьев колеса из формулы

$$z_6 = z_5 \cdot u_3 = 17 \cdot 5 = 85$$

и определим суммарное число зубьев (общее для всех передач соосного редуктора) по формуле

$$z_{\Sigma} = z_5 + z_6 = 17 + 85 = 102.$$

Числа зубьев зубчатых колес двух первых ступеней зубчатой передачи найдем из следующих выражений:

– первая ступень

$$z_1 = \frac{102}{1+2} = 34,$$

тогда

$$z_2 = 102 - 34 = 68;$$

– вторая ступень

$$z_3 = \frac{102}{1+3} = 25,5,$$

тогда, приняв $z_3 = 26$, получим

$$z_4 = 102 - 26 = 76.$$

Число витков червяка должно быть больше единицы, т. к. в противном случае число зубьев червячного колеса меньше минимального ($1 \cdot 16,67 < 26$).

С целью уменьшения габаритных размеров редуктора принимаем $z_v = 2$. Тогда получаем число зубьев червячного колеса по формуле

$$z_{чк} = 2 \cdot 16,67 = 33,34.$$

Принимаем $z_{чк} = 33$, тогда реализованное передаточное число червячной передачи $u_{чп} = 33 / 2 = 16,5$.

3 Определим погрешность реализуемого передаточного числа редуктора по

формуле

$$\gamma = \frac{u - \left(\frac{z_{чк} \cdot z_2 \cdot z_4 \cdot z_6}{z_ч \cdot z_1 \cdot z_3 \cdot z_5} \right)}{u} = \frac{500 - \left(\frac{33 \cdot 68 \cdot 76 \cdot 85}{2 \cdot 34 \cdot 26 \cdot 17} \right)}{500} = 0,0354$$

и сравним ее с допускаемой

$$\gamma > [\gamma] = 0,03.$$

Эта погрешность объясняется неточностью реализации передаточных чисел червячной передачи $u_{чп}$ и второй ступени цилиндрической передачи u_2 . Знак «плюс» означает, что передаточное число меньше значения, при котором частота вращения выходного вала соответствует требуемому значению. Повышение точности реализации передаточного числа может быть получено при округлении z_3 в меньшую сторону: $z_3 = 25$. Тогда

$$z_3 = 102 - 25 = 77.$$

В этом случае

$$\gamma = -0,0164;$$

$$|\gamma| < [\gamma].$$

4 Примем коэффициент диаметра червяка $q = 12,5$ и определим угол подъема винтовой линии червяка по формуле

$$\lambda = \arctg \left(\frac{z_ч}{q} \right) = \arctg \left(\frac{2}{12,5} \right) = 9,09^\circ.$$

5 Используя справочные таблицы, выполним подготовку данных для расчета точности передачи и результаты сведем в таблицу 5.1.

При составлении таблицы следует:

– кинематическую погрешность $\Delta\varphi_i$, угл. мин, определять по следующим формулам:

а) червяка, приведенная к червячному колесу:

$$\Delta\varphi_ч = 6,88 \delta \cdot t_\delta / d_{чк},$$

где δt_δ – допуск на отклонение винтовой линии червяка, мкм;

б) цилиндрического зубчатого колеса:

$$\Delta\varphi = 6,88 F / d,$$

где d – диаметр делительной окружности цилиндрического зубчатого колеса, мм;
 F – стандартная норма кинематической точности, мкм;

в) червячного колеса:

$$\Delta\varphi_{чк} = 6,88 F / d_{чк},$$

где $d_{чк}$ – диаметр делительной окружности червячного колеса, мм;

– погрешность свободного хода от бокового зазора j для пары сопряженных зубчатых колес рассчитывать по формуле

$$\Delta\varphi_j = 7,4 j / d_{к},$$

где j – максимальный боковой зазор, мкм;

$d_{к}$ – диаметр делительной окружности колеса ступени, мм.

Таблица 5.1 – Данные к расчету точности передачи

Параметр	Значение параметра элемента передачи							
	Червяк	Червячное колесо	Зубчатые колеса					
			z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6
Модуль m , мм	0,5		1,0		1,0		1,0	
Число зубьев	$z_ч = 2$	33	34	68	25	77	17	85
Делительный диаметр d , мм	6,25	16,5	34	68	25	77	17	85
Передаточное число	$u_{чн} = 16,5$		$u_1 = 2$		$u_2 = 3,08$		$u_3 = 5$	
Межосевое расстояние L , мм	$L = (6,25 + 16,5)/2 = 11,375$		51		51		51	
Степень точности, сопряжение	9-F		9-F					
Допуск δt_e , мкм	15	–	–	–	–	–	–	–
Норма кинематической точности F , мкм	–	58	74	81	66	81	61	94
$\Delta\varphi_i$, угл. мин	$\frac{6,88 \cdot 15}{16,5} = 6,25$	$\frac{6,88 \cdot 58}{16,5} = 24,2$	15	8,2	18	7,2	24	7,6
Боковой зазор j , мкм	70		100		100		100	
$\Delta\varphi_j$, угл. мин	$7,4 \cdot 70 / 16,5 = 31,4$		10,9		9,6		8,7	

6 Кинематическую погрешность редуктора рассчитываем по формуле

$$\Delta\varphi_I = 0,7 \left[\frac{\Delta\varphi_ч + \Delta\varphi_{чк} + \Delta\varphi_1}{u_1 \cdot u_2 \cdot u_3} + \frac{\Delta\varphi_2 + \Delta\varphi_3}{u_2 \cdot u_3} + \frac{\Delta\varphi_4 + \Delta\varphi_5}{u_3} + \Delta\varphi_6 \right] =$$

$$= 0,7 \left[\frac{6,25 + 24,2 + 15}{2 \cdot 3,08 \cdot 5} + \frac{8,2 + 18}{3,08 \cdot 5} + \frac{7,2 + 24}{5} + 7,6 \right] = 17 \text{ угл. мин.}$$

7 Погрешность свободного хода редуктора определяем по формуле

$$\Delta\varphi_{II} = 0,7 \left[\frac{\Delta\varphi_{j_{III}}}{u_1 \cdot u_2 \cdot u_3} + \frac{\Delta\varphi_{j_{1-2}}}{u_2 \cdot u_3} + \frac{\Delta\varphi_{j_{3-4}}}{u_3} + \Delta\varphi_{j_{5-6}} \right] =$$

$$= 0,7 \left[\frac{31,4}{2 \cdot 3,08 \cdot 5} + \frac{10,9}{3,08 \cdot 5} + \frac{9,6}{5} + 8,7 \right] = 12,347 \text{ угл. мин.}$$

8 Суммарную погрешность редуктора рассчитываем по формуле

$$\Delta\varphi = \Delta\varphi_I + \Delta\varphi_{II} = 17 + 12,347 = 29,347 > [\Delta\varphi] = 25 \text{ угл. мин.}$$

Для повышения точности передачи на выходной ступени установим безлюфтовое колесо. Тогда откорректированное значение погрешности свободного хода редуктора

$$\Delta\varphi_{II} = 12,347 - 8,7 = 3,647 \text{ угл. мин,}$$

а суммарной погрешности редуктора

$$\Delta\varphi = 17 + 3,647 = 20,647 < [\Delta\varphi] = 25 \text{ угл. мин.}$$

Коэффициент запаса при этом составляет

$$K = 25 / 20,647 = 1,21.$$

Задача 11. Рассчитать кинематическую погрешность и свободный ход прямозубой передачи, изготовленной по степени точности 7 – D по ГОСТ 1643–81, при следующих исходных данных: модуль зацепления $m = 0,6$ мм; число зубьев зубчатых колес $z_1 = 25$, $z_2 = 90$; угол зацепления $\alpha = 20^\circ$; угол наклона зубьев $\beta = 0$.

Решение

Кинематическая погрешность зубчатой передачи – разность между действительным и расчётным (номинальным) углами поворота ведомого колеса, при вращении ведущего колеса в одном направлении. Кинематическая погрешность выражается в линейных величинах (в микрометрах) длиной дуги делительной окружности ведомого зубчатого колеса, на которую, опирается центральный угол, соответствующий кинематической погрешности (рисунок 5.11).

При рассмотрении ошибок преобразования угловых движений, вводят понятие теоретической и реальной передач. Теоретическая передача не имеет первичных погрешностей и воспроизводит расчетную (линейную) зависимость углов поворота ведомого и ведущего звеньев:

$$\varphi_2 = \varphi_1 / i_{12},$$

где i_{12} – передаточное отношение передачи, $i_{12} = \operatorname{tg}(\gamma)$, графическая интерпретация этой зависимости представлена на рисунке 5.12.

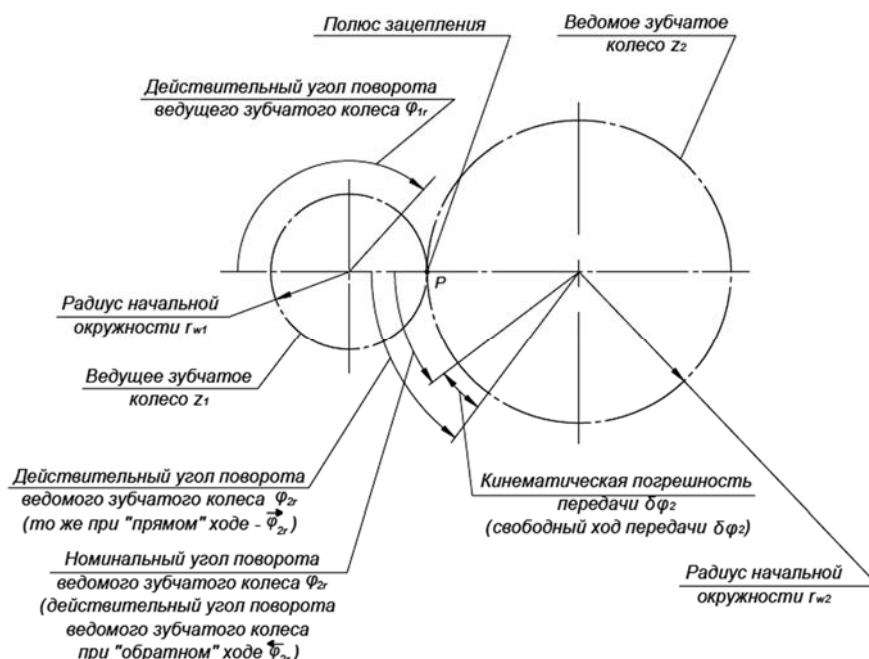


Рисунок 5.11 – Схема кинематической погрешности зубчатой передачи

В реальной передаче зависимость углов поворота ведомого и ведущего звеньев нарушена из-за наличия погрешностей изготовления зубчатых колес, опор вращения, корпуса, валов и других элементов передачи, погрешностей ее сборки и упругих деформаций элементов передачи, возникающих под действием передаваемой нагрузки.

Есть другое определение кинематической погрешности, в соответствии с которым кинематическая погрешность – алгебраическая разность погрешностей положения ведомого звена кинематической цепи. Погрешность положения – разность положений ведомого звена реальной и теоретической кинематической цепи для одинаковых положений ведущего звена.

Кинематическая погрешность $\delta\varphi_2$, мкм, зубчатой передачи в соответствии с рисунком 5.11 определяется по формуле

$$\delta\varphi_2 = \frac{1000 \cdot m \cdot z_2}{2} \cdot \frac{\pi}{180 \cdot 60} \cdot \left(\varphi_{2r} - \varphi_{1r} \cdot \frac{z_1}{z_2} \right) = 0,145 \cdot \left(\varphi_{2r} - \varphi_{1r} \cdot \frac{z_1}{z_2} \right) \cdot m \cdot z_2,$$

где φ_{2r} – действительный угол поворота ведомого зубчатого колеса, угл. мин;
 φ_{1r} – действительный угол поворота ведущего зубчатого колеса, угл. мин;
 z_1, z_2 – числа зубьев ведущего и ведомого зубчатых колес;
 m – модуль зацепления, мм.

Кинематическая погрешность зубчатой передачи в угловых величинах (рисунок 5.12) определяется по формуле

$$\delta\varphi_2 = \varphi_{2r} - \varphi_{1r} \cdot \frac{z_1}{z_2}.$$

Кинематическая погрешность зубчатой передачи является функцией угла поворота ведомого колеса $\delta\varphi_2 = f(\varphi_2)$ (рисунок 5.13).

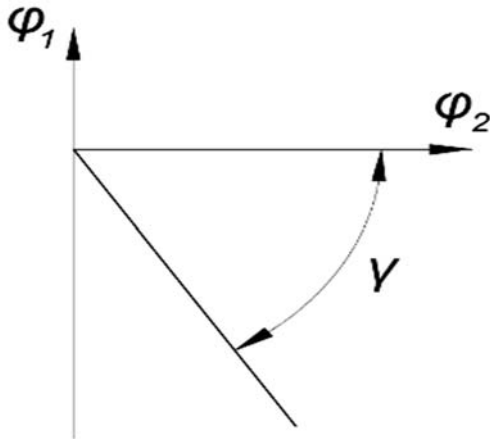


Рисунок 5.12 – Интерпретация передаточного отношения



Рисунок 5.13 – График кинематической погрешности

Свободный ход зубчатой передачи – разность положений ведомого колеса для одинаковых положений ведущего при изменении направления вращения ведущего зубчатого колеса, или при изменении направления действия нагрузки, приложенной к ведомому колесу. Свободный ход выражается в линейных величинах (в микрометрах) длиной дуги делительной окружности ведомого зубчатого колеса, на которую упирается центральный угол, соответствующий этому свободному ходу (на рисунке 5.11 см. параметры, приведенные в круглых скобках).

Свободный ход j_{nr} , мкм, в соответствии с рисунком 5.11 определяется по формуле

$$j_{nr} = (\pi / (180 \cdot 60)) \cdot (\bar{\varphi}_{2r} - \bar{\varphi}_{1r}) \cdot 1000 \cdot m \cdot z_2 / 2 = 0,145 (\bar{\varphi}_{2r} - \bar{\varphi}_{1r}) \cdot m \cdot z_2,$$

где $\bar{\varphi}_{2r}$ или $\bar{\varphi}_{2r}$ – действительные углы поворота ведомого зубчатого колеса, угл. мин, определённые для одинаковых действительных углов поворота ведущего зубчатого колеса при прямом и обратном ходе соответственно, т. е. при вращении ведущего колеса в первоначально выбранном направлении и в противоположном.

Выполним расчет кинематической погрешности по методу максимума-минимума и выпишем следующие справочные данные:

– суммарная приведенная погрешность монтажа (при приближенных расчетах принимают $E_{\Sigma Mi}$ до 30 мкм) шестерни и колеса $E_{\Sigma M1} = E_{\Sigma M2} = 20$ мкм;

– монтажное радиальное биение (определяется зазором в посадке, допуском на радиальное биение посадочного отверстия, биением в подшипнике, которые приводятся к средней плоскости зубчатого колеса, при приближенных расчетах принимают G_{ri} до 20 мкм) шестерни и колеса $G_{r1} = G_{r2} = 15$ мкм;

– допуск на кинематическую погрешность зубчатых колес (в зависимости от степени точности и делительного диаметра) $F'_{i1} = 34$ мкм; $F'_{i2} = 45$ мкм;

– допуск на радиальное биение зубчатого венца $F_1 = 22$ мкм; $F_2 = 30$ мкм;

– наименьшее смещение исходного контура $E_{HS1} = 55$ мкм; $E_{HS2} = 80$ мкм;

– допуск на смещение исходного контура (в зависимости от вида сопряжения и допуска на биение зубчатого венца F) $T_{H1} = 48$ мкм; $T_{H2} = 56$ мкм;

– предельные отклонения межосевого расстояния $f_a = \pm 80$ мкм ($\pm 0,08$ мм);

– минимальный гарантированный боковой зазор $j_{nmin} = 46$ мкм;

– коэффициенты фазовой компенсации (в зависимости от отношения z_2 / z_1) в соответствии с таблицей А.7 равны $K = 0,96$, $K_S = 0,8$.

Рассчитываем предельные значения кинематической погрешности передачи по формулам ГОСТ 21098–82:

$$F'_{i0min} = 0,71 \cdot K_S \cdot (F'_{i1} + F'_{i2}) = 0,71 \cdot 0,8 \cdot (34 + 45) = 59,56 \text{ мкм};$$

$$F'_{i0max} = K \cdot \left[\sqrt{(F'_{i1})^2 + E_{\Sigma M1}^2} + \sqrt{(F'_{i2})^2 + E_{\Sigma M2}^2} \right] =$$

$$= 0,96 \cdot \left(\sqrt{34^2 + 20^2} + \sqrt{45^2 + 20^2} \right) = 85,14 \text{ мкм}.$$

Рассчитываем значения кинематического свободного хода:

$$j_{rmin} = \frac{j_{nmin}}{\cos \alpha \cdot \cos \beta} = \frac{46}{\cos 20^\circ \cdot \cos 0^\circ} = 48,95 \text{ мкм};$$

$$j_{rmax} = 0,7 \cdot (E_{HS1} + E_{HS2}) + \sqrt{0,5 \cdot (T_{H1}^2 + T_{H2}^2) + 2 \cdot f_a^2 + G_{r1}^2 + G_{r2}^2} =$$

$$= 0,7 \cdot (55 + 80) + \sqrt{0,5 \cdot (48^2 + 56^2) + 2 \cdot 80^2 + 2 \cdot 15^2} = 220,87 \text{ мкм}.$$

Кроме кинематического, в зубчатой передаче имеет место упругий свободный ход.

Одним из приёмов, позволяющим уменьшить кинематический свободный ход, является применение составных зубчатых колёс с пружинным люфтовыбирающим устройством. Существует несколько типов таких колёс. Схема, поясняющая их работу, приведена на рисунке 5.14.

Здесь колесо 1 находится в одновременном зацеплении с колёсами 2 и 3.

Колесо 2, называемое основным, жёстко связано с валом 5. Вспомогательное (поджимное) колесо 3 может свободно поворачиваться относительно вала, и связано с колесом 2 пружиной 4. Пружина, сжатая в процессе сборки, стремится повернуть колесо 3 относительно колеса 2, обеспечивая контакт зубьев этих колёс с зубьями колеса 1 в точках А и Б. При вращении вала 5 в направлении стрелки I движение колесу 1 передаётся через колесо 2 (контакт зубьев в точке А). При вращении вала 5 по стрелке II движение передаётся колесу 2, затем через пружину 4 – колесу 3, которое приводит в движение ведомое колесо 1 (контакт зубьев в точке Б).

Задача 12. Определить силу F_a осевого прижатия простейшей конической муфты трения (рисунок 5.15), необходимую для передачи крутящего момента $T = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при среднем диаметре муфты $D_{cp} = 200 \text{ мм}$, коэффициенте трения между полумуфтами $f = 0,1$ и значении угла $\alpha = 12^\circ$.

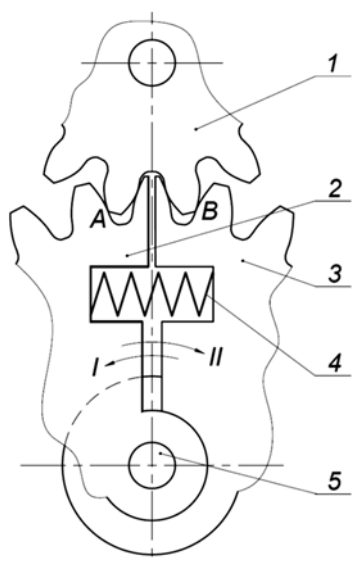


Рисунок 5.14 – Люфтовывборное колесо

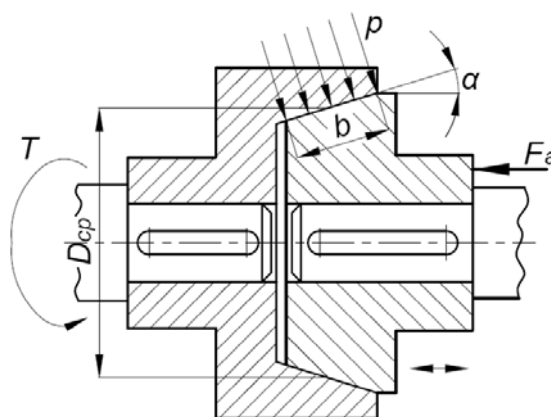


Рисунок 5.15 – Схема конической муфты

Решение

От действия силы F_a на конической поверхности соприкосновения полумуфт возникает удельное давление p и удельные силы трения pf .

Силы трения, направленные по касательной к окружности конуса, используются для передачи крутящего момента [4].

Рассматривая равновесие правой полумуфты, получим:

$$F_a = b \cdot p \cdot \pi \cdot D_{cp} \cdot \sin \alpha,$$

откуда

$$p = F_a / \sin \alpha \cdot b \cdot \pi \cdot D_{cp} .$$

Передаваемый муфтой момент определим следующим образом:

- нормальная к образующей конуса сила будет равна $b \cdot p \cdot \pi \cdot D_{cp}$;
- окружная сила трения $b \cdot p \cdot \pi \cdot D_{cp} \cdot f$;
- момент равен силе трения, помноженной на плечо, равное половине среднего диаметра, т. е.

$$KT = b \cdot p \cdot \pi \cdot f \cdot D_{cp}^2 / 2 .$$

Подставляя в последнее уравнение значение давления, получим

$$KT = b \pi f \frac{D_{cp}^2}{2} \cdot \frac{F_a}{\sin \alpha \cdot b \cdot \pi \cdot D_{cp}} = \frac{F_a \cdot f \cdot D_{cp}}{2 \sin \alpha},$$

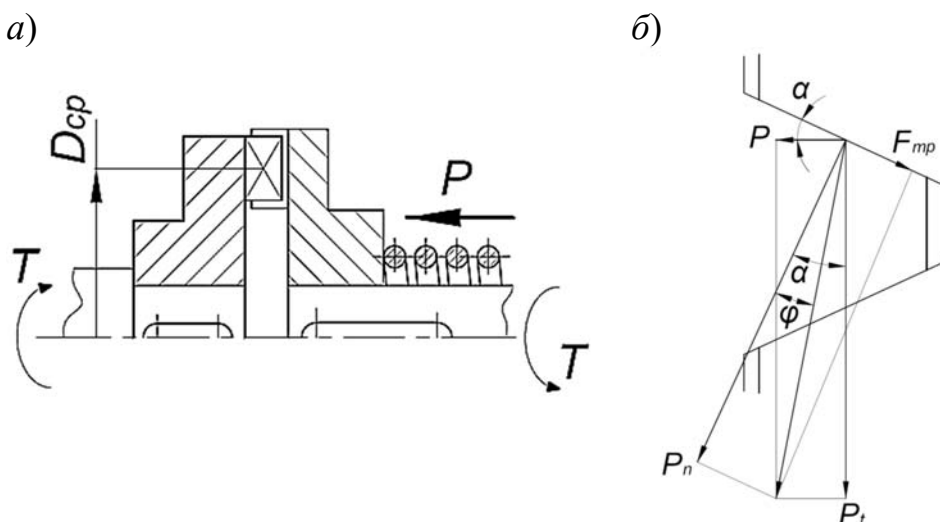
откуда

$$F_a = \frac{2 KT \sin \alpha}{D_{cp} f} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot \sin 12^\circ}{200 \cdot 0,1} = 4158,2 \text{ Н},$$

где K – коэффициент запаса по трению, $K = 2$.

Минимально возможный угол конуса α должен быть больше угла трения материала полумуфт ($\varphi = \arctg f = \arctg 0,1 = 5,71^\circ$). Данная полумуфта не допускает смещения и перекоса соединяемых валов.

Задача 13. На рисунке 5.16 упрощенно показана кулачковая муфта с пружинным прижимом одной полумуфты и профиль кулачков в зацеплении с углом α . Определить максимальный крутящий момент, передаваемый муфтой при следующих исходных параметрах: средний диаметр $D_{cp} = 250$ мм, коэффициент трения на поверхности кулачков $f = 0,1$, угол $\alpha = 30^\circ$, трением полумуфты по поверхности вала пренебречь. Усилие прижима пружины $P = 2$ кН.



a – схема муфты; b – схема действия сил

Рисунок 5.16 – Кулачковые муфты

Решение

Действие осевой силы P пружины на полумуфту создаёт окружную силу, определяемую согласно [4]:

$$P_i = P / \operatorname{tg}(\alpha - \varphi).$$

Максимальный крутящий момент, передаваемый полумуфтой,

$$T \leq \frac{P}{\operatorname{tg}(\alpha - \varphi)} \cdot \frac{D_{cp}}{2} \cdot K_n = \frac{2000 \cdot 250 \cdot 0,85}{2 \cdot \operatorname{tg}(30^\circ - 5,71^\circ)} = 470854 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 470,854 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где φ – угол трения на кулачках муфты, $\varphi = \operatorname{arctg} f = \operatorname{arctg} 0,1 = 5,71^\circ$;

K_n – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по кулачкам муфты, $K_n = (0,8 \dots 0,9)$. Принимаем $K_n = 0,85$.

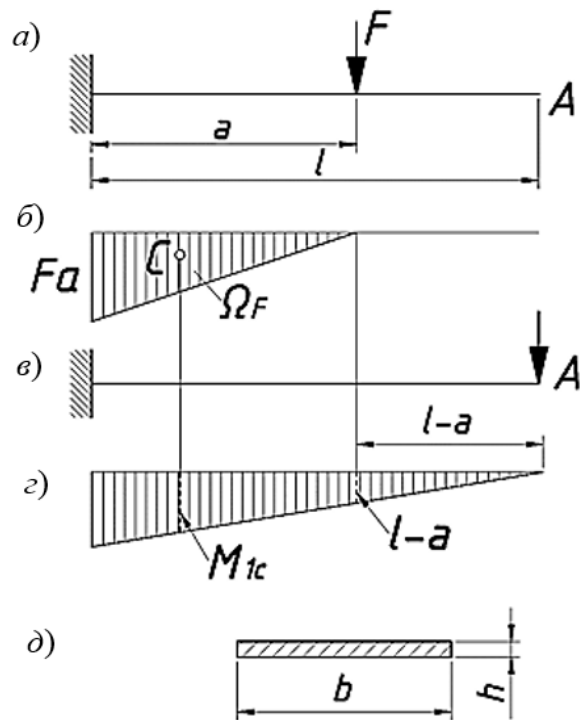
6 Практическая работа № 6. Расчет пружин. Примеры решения задач

Задача 1. Определить перемещение конца A плоской пружины при нагружении ее силой $F = 20 \text{ Н}$ (рисунок 6.1), если ее размеры $h = 0,5 \text{ мм}$, $b = 5 \text{ мм}$, $l = 40 \text{ мм}$, $a = 30 \text{ мм}$, для двух вариантов ее исполнения из материала: латунь Л68 ($E = 1,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$), сталь Х18Н9Т ($E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$).

Решение

Для определения перемещения точки A воспользуемся правилом Верещагина [10]. Для этого построим эпюру изгибающего момента M_F от заданной силы (см. рисунок 6.1, б) и изгибающего момента M_1 от единичной силы, приложенной в точке A в направлении искомого перемещения (см. рисунок 6.1, в, г). Прогиб точки A определим, перемножая эпюры M_F и M_1 по правилу Верещагина:

$$y_A = \sum \frac{\Omega_F \cdot M_{1c}}{B},$$



a – расчетная схема; б – эпюра изгибающего момента от силы F ; в, г – то же для единичной силы; д – сечение

Рисунок 6.1 – Пластинчатая пружина

где Ω_F – площадь эпюры M_F ;

M_{1c} – ордината на эпюре M_1 , расположенная под центром тяжести S площади эпюры M_F ;

B – жесткость стержня на изгиб, $B = E \cdot J_x$;

J_x – момент инерции поперечного сечения относительно нейтральной оси,

$$J_x = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{5 \cdot 0.5^3}{12} = 0,052 \text{ мм}^4.$$

Перемножение производится отдельно по участкам. В данном случае $\Omega_F = 0,5 \cdot (F \cdot a) \cdot a$ и $M_{1c} = l - (a/3)$, следовательно, прогиб в точке А будет

$$y_A = \frac{1}{B} \left[0,5 \cdot F \cdot a^2 \cdot \left(l - \frac{a}{3} \right) \right] = \frac{F \cdot a^2 \cdot \left(l - \frac{a}{3} \right)}{2 \cdot B}.$$

Если в этом выражении принять $l = a = 40$ мм (случай консольного приложения нагрузки), то прогиб конца пружины будет равен

$$y'_A = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot B}.$$

При изготовлении пружины из латуни имеем $B = 1,1 \cdot 10^5 \cdot 52 \cdot 10^{-3} = 5720 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2$, тогда

$$y_A = \frac{2 \cdot 900 \cdot 30}{2 \cdot 5720} = 4,72 \text{ мм};$$

$$y'_A = \frac{2 \cdot 64000}{3 \cdot 5720} = 7,46 \text{ мм}.$$

При изготовлении пружины из стали $B = 2 \cdot 10^5 \cdot 52 \cdot 10^{-3} = 10\,400 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2$;

$$y_A = \frac{2 \cdot 900 \cdot 30}{2 \cdot 10400} = 2,6 \text{ мм};$$

$$y'_A = \frac{2 \cdot 64000}{3 \cdot 10400} = 4,1 \text{ мм}.$$

Список литературы

1 Детали машин: методические рекомендации к практическим занятиям для студентов специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» очной и заочной форм обучения / Сост. А. Е. Науменко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2019. – Ч. 2. – 48 с.

2 **Куклин, Н. Г.** Детали машин: учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. – 9-е изд., перераб. и доп. – Москва: КУРС; ИНФРА-М, 2022. – 512 с.

3 **Самсонович, С. Л.** Основы конструирования исполнительных механизмов приводных систем летательных аппаратов с минимизацией габаритных размеров : учебник / С. Л. Самсонович, В. А. Подшибнев ; под ред. С. Л. Самсоновича. – Москва : ИНФРА-М, 2023. – 391 с.

4 **Гуревич, Ю. Е.** Расчет и основы конструирования деталей машин: учебник: в 2 т. Т. 1: Исходные положения. Соединения деталей машин. Детали передач / Ю. Е. Гуревич, А. Г. Схиртладзе. – Москва: КУРС; ИНФРА-М, 2023. – 240 с.

5 **ГОСТ 18855–2013 (ISO 281:2007).** Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и номинальный ресурс. – Москва : Стандартинформ, 2014. – 49 с.

6 **Фомин, М. В.** Расчеты опор с подшипниками качения : учебное пособие / М. В. Фомин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2018. – 53 с.

7 **ГОСТ 3325–85.** Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки. – Москва : Изд-во стандартов, 1994. – 103 с.

8 Технологическая оснастка : учебное пособие / С. А. Берберов [и др.] – Москва : ИНФРА-М, 2022. – 271 с.

9 **ГОСТ 21098–82.** Цепи кинематические. Методы расчета точности. – Москва : Изд-во стандартов, 1983. – 26 с.

10 **Лукьянов, А. М.** Сборник задач по сопротивлению материалов : учебное пособие / А. М. Лукьянов, М. А. Лукьянов. – Москва : ИНФРА-М, 2020. – 546 с.

Приложение А (справочное)

Таблица А.1 – Основные характеристики некоторых клеевых соединений

Показатель	Марка клея				
	БФ-2	БФ-4	ПЭФ-2/10	ВК-37	88
Предел прочности при сдвиге τ_s , МПа, не менее					
При 20 °С	20	20	20	23,5	–
При 60 °С	9	9	16	–	–
При 100 °С	5	5	10	21,5 (до 120 °С)	–
При 150 °С...200 °С	–	–	6	3,82	–

Таблица А.2 – Предел прочности клеевого соединения при отрыве при кратковременном напряжении

Марка клея	$\sigma_{отр}$, МПа, при температуре, °С					
	–60	20	60	100	200	300
БФ-4	7	15	9	5	1,5	–
ПЭФ-2/10	–	20	16	10	6	2,5

Таблица А.3 – Значения τ_s соединений оловянно-свинцовым припоем ПОС 40

Основной металл	Предел прочности τ_s , МПа, при температуре, °С					
	–196	–183	–96	–60	+20	+85
Сталь 20	60	55	55	51	28	22
Сталь 12Х18Н9Т	30	34	30	50	32	20
Медь М3	35	33	34	35	27	16
Латунь Л63	29	29	31	27	22	22

Таблица А.4 – Значения τ_s соединений серебряными припоями

Основной металл	Предел прочности τ_s , МПа		
	ПСр 40	ПСр 45	ПСр 25
12Х18Н9Т	240...290	180...260	190...240
40ХНМА	330...460	–	–
ЗОХГСА	350...460	350...410	350...430
Медь	250	250	–

Таблица А.5 – Материалы вкладышей подшипников скольжения

Материал вкладыша	$\leq v$, м/с	$[p]$, МПа	$[pv]$, МПа·м/с
Чугун серый СЧ-36	0,5 1,0	4 2	– –
Чугун антифрикционный:			
АЧК-1	5	0,5	2,5
АЧВ-2	1	12	12
Бронза:			
БрО10Ф1	10	15	15
БрА9Ж4	4	15	12
Латунь ЛЦ14КЗСЗ	2	12	10
Баббит:			
Б16	12	15	10
БС6	6	5	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	–
<i>Примечание</i> – Величины v , указанные в таблице, следует рассматривать как максимально допускаемые			

Таблица А.6 – Приближающие многочлены Чебышева

Диапазон изменения X	n	Вид многочлена Чебышева	Корни X_k
(-1; +1)	2	$x^2 - 0,500$	$\pm 0,7071$
	3	$x^3 - 0,750 x$	$0; \pm 0,866$
	4	$x^4 - x^3 + 0,125$	$\pm 0,3827; \pm 0,9239$
	5	$x^5 - 1,25 x^3 + 0,3125$	$0; \pm 0,5878; \pm 0,9511$
(0; +1)	2	$x^2 - 0,8284 x$	$0; 0,8284$
	3	$x^3 - 1,3923 x^2 + 0,4308 x$	$0; 0,4641; 0,9282$

Таблица А.7 – Коэффициенты фазовой компенсации

Коэффициент	Отношение чисел зубьев колес (свыше и до номинала включительно)											
	св. 1,0 до 1,5	св. 1,5 до 2,0	св. 2,0 до 2,5	св. 2,5 до 3,0	св. 3,0 до 3,5	св. 3,5 до 4,0	св. 4,0 до 4,5	св. 4,5 до 5,0	св. 5,0 до 5,5	св. 5,5 до 6,0	св. 6,0 до 6,5	св. 6,5
K	0,98	0,85	0,83	0,93	0,97	0,96	0,96	0,96	0,98	0,96	0,97	0,98
K_s	0,30	0,76	0,75	0,74	0,75	0,80	0,90	0,87	0,75	0,88	0,94	0,99