

ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ
КОНСТРУИРОВАНИЯ
Учебно-практическое пособие

Содержит необходимые сведения о деталях машин общемеханического назначения, прочностные расчеты и анализ основных принципов конструирования. Приведены описания лабораторных работ по указанному курсу с подробными методическими указаниями по их выполнению, рассмотрены основные измерительные устройства и приборы с обоснованием их выбора. Даны методики расчета погрешностей измерений и контрольные вопросы к защите результатов работ. Составлено в соответствии с учебной программой курса, а также требованиями образовательного стандарта России к учебной дисциплине Детали машин и основы конструирования.

ВВЕДЕНИЕ

Настоящее учебно-практическое пособие предназначается для студентов технических и технологических специальностей ВГУЭС, изучающих курс Детали машин и основы конструирования. В данном курсе будущий инженер получает основные сведения и навыки, необходимые для проектирования деталей, узлов и машин в целом. Это требует выяснения характера работы деталей и узлов машин, а также изучения возникающих при этом явлений. Часто влияние отдельных факторов на работу деталей не может быть учтено теоретическим путем, а оценивается либо на основании практики эксплуатации машин, либо на основании результатов специально поставленных экспериментов. Отсюда следует, что экспериментальное изучение работы деталей машин является неотъемлемой частью курса. Для этого должны быть поставлены соответствующим образом лабораторные работы, облегчающие изучение физической сущности работы деталей машин и усвоение основы методов их расчета.

Лабораторные работы по «Деталим машин и основам конструирования» имеют целью ознакомить студентов с методикой проведения экспериментальных работ, научиться проводить замеры деформаций, усилий и крутящих моментов, перемещений и других величин. Разработка тематики и содержания лабораторных работ имела целью освещение узловых вопросов курса «Детали машин и основы конструирования», особенно тех, которые наиболее трудны для понимания студентов.

Данное пособие может быть использовано не только при проведении лабораторных работ по указанному курсу, но и при выполнении курсового проекта по указанной дисциплине.

Все необходимые для выполнения лабораторных работ формулы приводятся в окончательном виде, без выводов.

Основные определения, терминология и классификация деталей машин совпадают с принятыми в основном курсе.

В данном учебно-практическом пособии приведены лабораторные работы, содержащие конструкции и описания экспериментальных установок, порядок выполнения работ и контрольные вопросы для защиты. Для каждой экспериментальной установки должен быть составлен паспорт, содержащий основные параметры установки, характеристику объекта испытания и указания о применяемой измерительной аппаратуре.

Существенным при выполнении лабораторных работ является обеспечение возможности получения наиболее точных результатов опытов. С этой целью в ряде работ предусматривается повторение опыта несколько раз, обеспечивающее стабильность результатов.

Раздел I. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

Содержание настоящего учебного пособия в соответствии с программой курса разбито на отдельные главы, темой каждой главы является описание измерительных средств и методов измерений или деталей определенной геометрической формы. В каждой главе даются принципиальные схемы и краткая характеристика группы приборов.

Более подробно описаны устройства одного или двух наиболее распространенных приборов данной группы, приемы измерений на этих приборах, указывается порядок контроля конкретной детали или калибра. К описанию прилагается рекомендуемая форма таблицы для записи результатов контроля.

Контроль цилиндрических деталей и калибров производится в основном при помощи универсальных измерительных средств, причем одна и та же деталь может быть измерена на ряде приборов.

Описания порядка измерений и формы отчетов по лабораторным работам в соответствующих главах составлены таким образом, чтобы студенты могли работать на любом приборе из группы универсальных измерительных средств, обладающих соответствующей точностной характеристикой, как для абсолютного метода измерений, так и для относительного.

В главах, содержащих описание измерительных средств и методов измерений деталей более сложной формы, лабораторные работы составлены применительно к измерениям отдельных элементов сопрягаемых деталей.

Глава 1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И ОСНОВ КОНСТРУИРОВАНИЯ

1.2. Разъемные соединения

К разъемным относятся такие соединения, которые могут быть разобраны без повреждения деталей.

1. Резьбовые соединения. Все резьбы стандартизированы в мировом масштабе, то есть резьбы национальных стандартов соответствующих типов взаимозаменяемы.

2. Типы резьб и их применение. По профилю резьбы разделяются на следующие типы:

а) остроугольная (треугольная). Основной тип крепежной резьбы. Метрическая резьба имеет угол $\alpha = 60^\circ$, дюймовая - $\alpha = 55^\circ$;

б) прямоугольная;

- в) трапецеидальная;
- г) упорная (пилообразная).

Резьбы типа (б), (в), (г) называются силовыми и применяются для тех винтовых соединений, в которых желательно иметь меньшие потери на трение (например, в домкратах, натяжных устройствах, подъемниках, винтовых прессах, ходовых винтах).

Прямоугольная резьба, вследствие технологических трудностей ее изготовления, применяется крайне редко и обычно заменяется резьбами типа (в) и (г). Резьба (г), как показано на рис. 1.1, применяется только при одностороннем действии основных нагрузок: при обратном приложении нагрузки потери на трение возрастают. В некоторых случаях применяется также резьба круглого профиля (там, где имеется опасность повреждения острых кромок, например, в пожарном оборудовании, в цоколях электрических ламп).

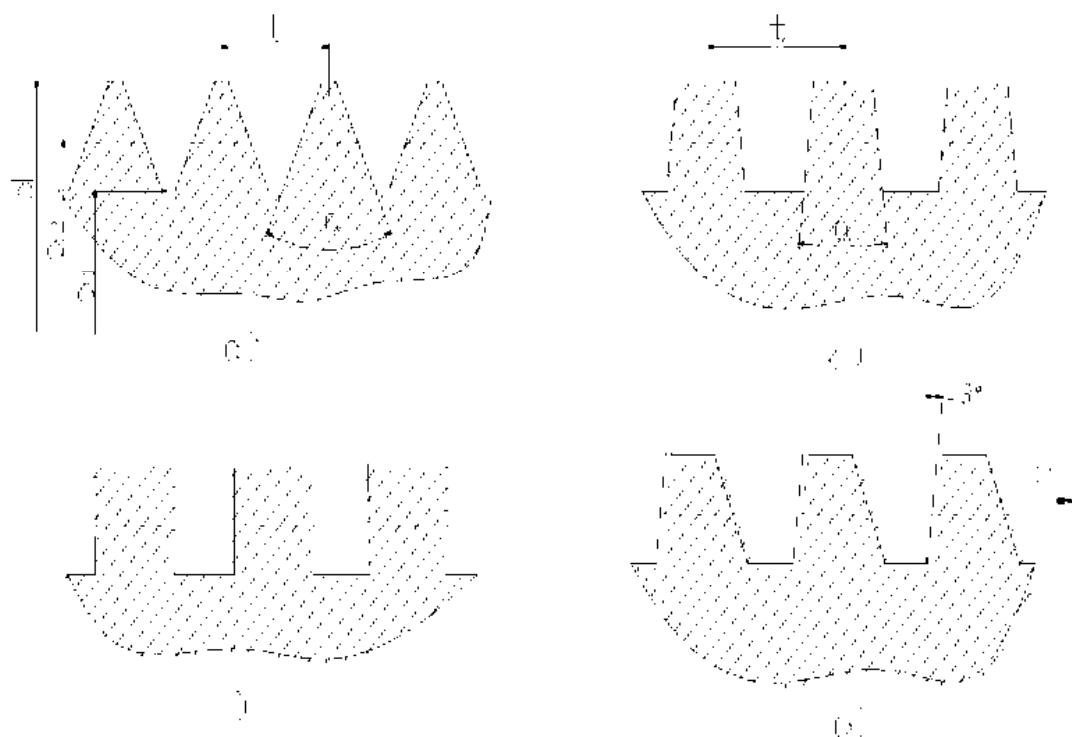


Рис. 1.1. Виды резьбы

1.2. Сравнение крепежных и силовых резьб

На рис. 1.2 показаны в сравнении профили силовой (б) и крепежной (а) резьб. При равной в обоих случаях осевой нагрузке p крепежная резьба имеет большую силу трения в витках. Сила трения в силовой резьбе:

$$F_{\delta} = P f \quad (1.1)$$

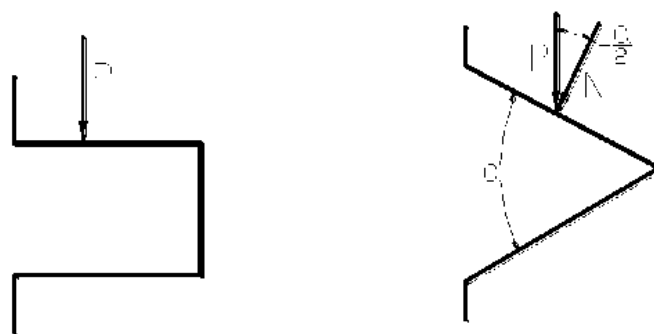


Рис. 1.2. Профили силовой (б) и крепежной (а) резьб

Сила трения в крепежной резьбе определяется по формуле:

$$F_a = Nf = \frac{Pf}{\cos \alpha/2}. \quad (1.2)$$

1.3. Шаг резьбы

По шагу резьбы разделяются на основные и мелкие. Мелкие резьбы для тех же диаметров имеют меньший шаг того же профиля, что и в основной резьбе. Применение мелких резьб меньше ослабляет сечение деталей и благодаря меньшему углу спирали нарезки лучше предохраняет соединение против самоотвинчивания.

Для диаметров свыше 20 мм уже обычно применяются мелкие резьбы.

Пример обозначения резьбы:

$M 16 \times 2$ – основная;

$M 16 \times 1,5$ – мелкая.

Здесь: M – метрическая; 16 – номинальный (наружной) диаметр резьбы в мм; 2 и 1,5 – шаг резьбы в мм.

1.4. Число заходов

По числу заходов резьбы подразделяются на однозаходные и многозаходные.

Однозаходные (рис. 1.3а) применяются для крепежных деталей.

Многозаходные (рис. 1.3б) – обычно для силовых соединений. Угол наклона спирали нарезки β определяется из формул:

– для однозаходных резьб

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{t}{\pi d_1}$$

– для многозаходных резьб

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{tZ}{\pi d_c}, \quad (1.4)$$

где Z – число заходов;

t – шаг;

d_c – средний диаметр.

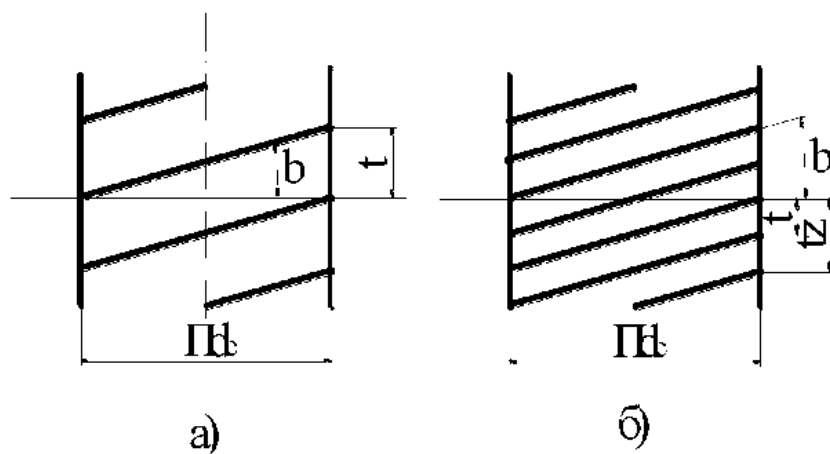


Рис. 1.3. Однозаходные и многозаходные типы резьбы

1.5. Цилиндрические и конусные резьбы

Конусные резьбы (рис. 1.4) применяются там, где необходимо герметически плотное соединение (пробки, трубы, наконечники арматуры). Применяются конусные резьбы как метрической, так и дюймовой системы измерения.

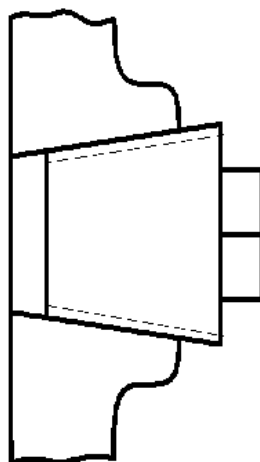


Рис. 1.4. Конусные резьбы

Для возможности свертывания конических резьб с цилиндрическими, биссектриса угла профиля конусной резьбы по ГОСТ перпендикулярна оси.

1.6. Элементы крепежных соединений

Болт (рис. 1.5а) требует для размещения гайки много места что увеличивает габариты и вес конструкции. Зато, при обрыве он легко заменяется.

Винт (рис. 1.5б) может иметь головку разной формы, в частности и шестигранную. Винт ввертывается в корпус и поэтому требует мало места для размещения, что сокращает размеры и вес конструкции. Однако, при сборке, резьба в корпусе (в особенности чугуном или алюминисвом) может быть повреждена. При обрыве трудно извлечь оставшуюся в резьбе часть винта.

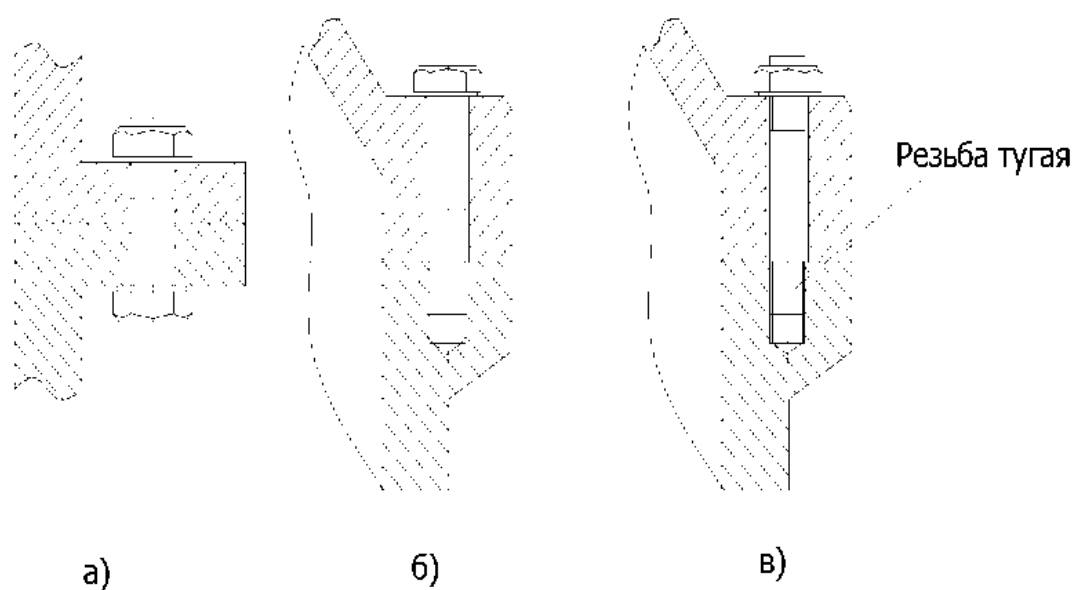


Рис. 1.5. Болт и винт различной формы

Шпилька также ввертывается в корпус, для чего имеет с этой стороны тугую нарезку. При разборке свинчивается только гайка и тугая резьба в корпусе не повреждается. Шпильки рекомендуется применять при чугунных или алюминиевых корпусах.

1.7. Силовые зависимости в резьбовом соединении

Основные случаи нагружения и силовые зависимости приведены на рис. 1.6.

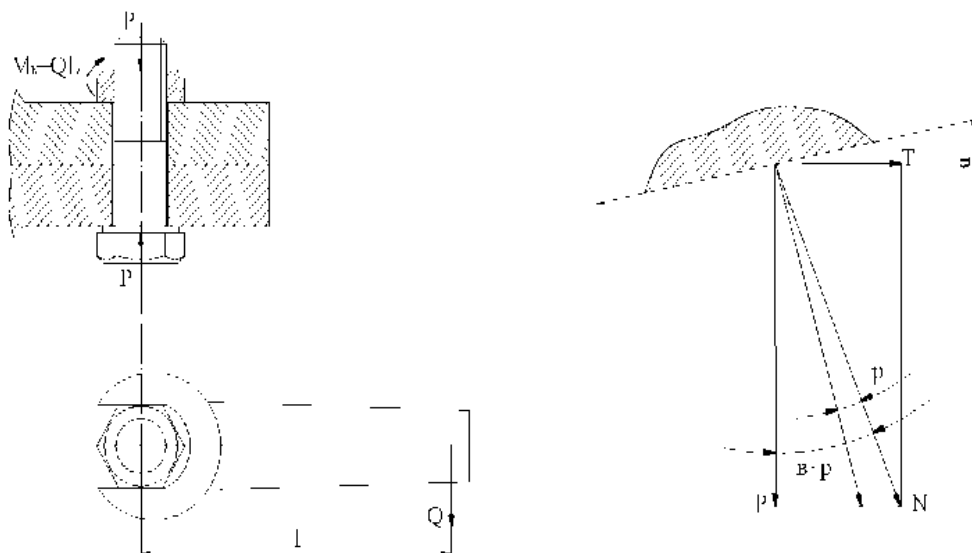


Рис. 1.6. Основные случаи нагружения и силовые зависимости

1.7.1. Зависимость между осевой силой и крутящим моментом на оси винта или гайки при завинчивании

D_c – средний диаметр трения по торцу головки или гайки;

d_c – средний диаметр резьбы;

M_k – крутящий момент на оси ;

P – осевое усилие;

T – окружное усилие по среднему диаметру резьбы;

N – нормальное усилие взаимодействия между винтом и гайкой, вектор которого смещен на угол трения ρ ;

f – коэффициент трения в торце;

f_1 – коэффициент трения в резьбе.

$$\operatorname{tg} \rho = f_1$$

При завинчивании возникают моменты трения в резьбе и на торце:

$$M_k = M_{\text{рез}} + M_{\text{тор}} \quad (1.3)$$

$$M_{\text{рез}} = T \frac{d_c}{2} = P \operatorname{tg}(\beta + \rho) \frac{d_c}{2} \quad (1.4)$$

$$M_{\text{тор}} = P f \frac{D_c}{2} \quad (1.5)$$

$$M_k = P \operatorname{tg}(\beta + \rho) \frac{d_c}{2} + P f \frac{D_c}{2} \quad (1.6)$$

$$M_k = P \frac{d_c}{2} \left[\operatorname{tg}(\beta + \rho) \frac{d_c}{2} + f \frac{D_c}{2} \right] \quad (1.7)$$

1.7.2. Определение КПД резьбы

КПД резьбы определяется отношением идеального момента (без учета сил трения) к реальному моменту (с учетом трения).

$$КПД - \eta = \frac{M_{идеал}}{M_r} ; \quad (1.8)$$

$$\eta = \frac{P \frac{d_c}{2} \left[\lg(\beta + 0) + 0 \frac{D_c}{d_c} \right]}{P \frac{d_c}{2} \left[\lg(\beta + \rho) + f \frac{D_c}{d_c} \right]} ; \quad (1.9)$$

$$\eta = \frac{\lg \beta}{\lg(\beta + \rho) - f \frac{D_c}{d_c}} . \quad (1.10)$$

В частном случае, когда трение в опорах по торцам очень мало (например, если опорой являются подшипники качения):

$$\eta = \frac{\lg \beta}{\lg(\beta + \rho)} .$$

1.7.3. Средства против самоотвинчивания винтов и гаек

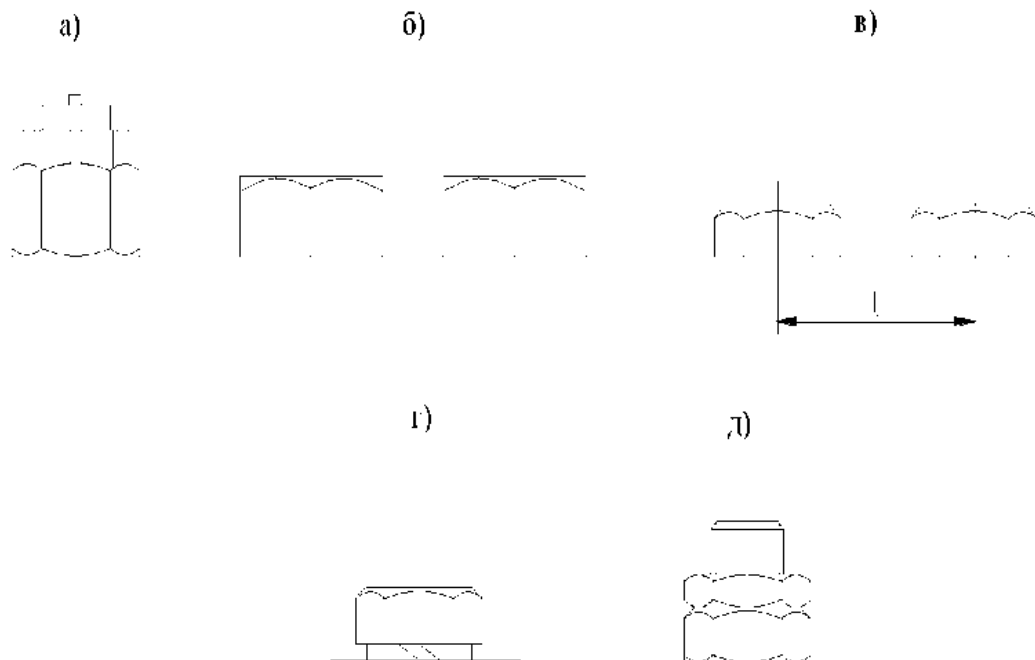


Рис. 1.7. Средства против самоотвинчивания винтов и гаек

В машинах, где действуют циклические нагрузки, для всех винтов и гаек должны предусматриваться средства против самоотвинчивания. В порядке убывающей надежности применяются для этой цели: корончатые гайки со шплинтом (рис. 1.7а), отгибные шайбы (рис. 1.7б), завязывание проволокой (рис. 1.7в), пружинные шайбы (Гровера) (рис. 1.7г), контргайки (рис. 1.7в) и другие способы.

1.8. Материалы винтовых соединений

Стандартные винты и гайки изготавливаются из Ст. 3, иногда Ст. 4 и Ст. 5, а также сталей: А-12 (автоматная), Ст. 20, Ст. 35, Ст. 45 и других.

Для более ответственных напряженных соединений применяются: Ст. 40Х, Ст. 40ХН и другие. Шайбы пружинные изготавливаются из Ст. 65Г с термообработкой, отгибные пластины и проволока для завязывания – из Ст. 1.

1.8.1. Распределение нагрузки по виткам резьбы

Распределение нагрузки по виткам резьбы вследствие большой жесткости гайки неравномерно, на рис. 1.8 показана эпюра по Н.Е. Жуковскому.

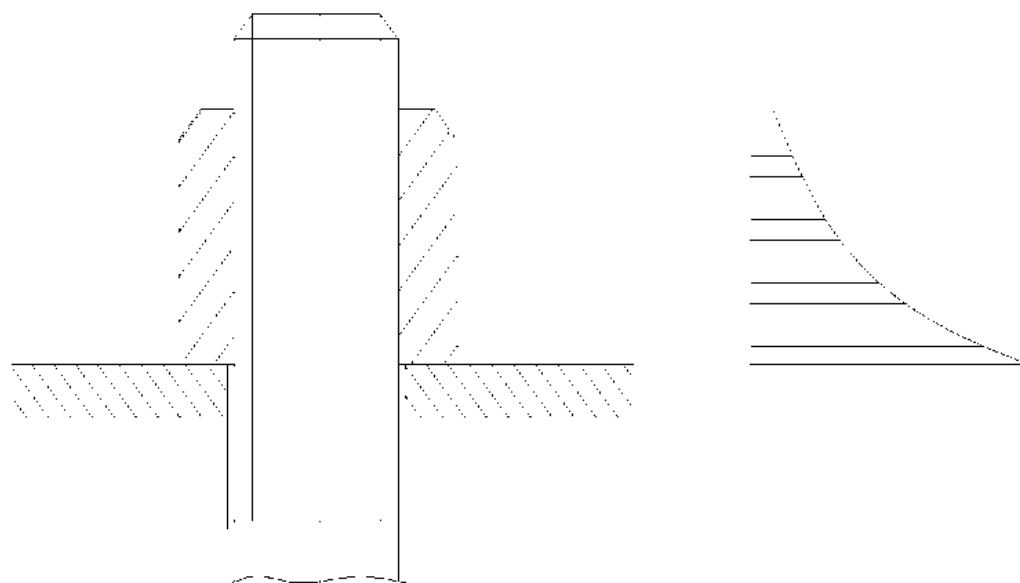


Рис. 1.8. Распределение нагрузки по виткам резьбы

Применив гайку переменной жесткости (показано пунктиром), можно получить более благоприятную эпюру.

1.9. Расчет винтовых соединений

Опасными напряженными состояниями для болта или винта могут быть следующие:

- а) стержень болта – на разрыв по внутреннему сечению резьбы;
- б) резьба гайки – на смятие, срез или изгиб;
- в) головка болта – на срез.

В стандартных болтах пункты (б) и (в) равнопрочны с пунктом (а), поэтому рассчитывается только стержень на разрыв. Из этих соображений высота головки $h=0,7d$, гайки – $H=0,8d$.

Различают следующие виды резьбовых соединений:

- ненапряженные, воспринимающие только нагрузку;
- напряженные, которые, кроме действующей нагрузки, воспринимают также усилие дополнительной затяжки.

1.9.1. Расчет ненапряженных болтов (винтов)

Напряжение разрыва в стержне болта определяется по формуле 1.11:

$$\sigma = \frac{P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]. \quad (1.11)$$

где P – осевая нагрузка;

Z – число болтов;

d_1 – внутренний диаметр резьбы;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение.

В этой формуле, для упрощения расчетов, приняты некоторые допущения. В действительности явления, происходящие в растянутом стержне болта, более сложны и эпюра распределения напряжений по сечению не вполне равномерна. Эти отклонения учитываются при выборе допускаемых напряжений.

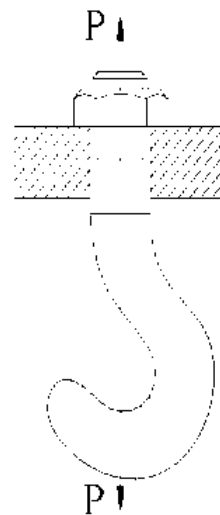


Рис. 1.9. Распределение напряжений по сечению

1.9.2. Расчет напряженных болтов при нагрузке центральной осевой силой

Это соединение осуществляется затяжкой болтов или гаек при действующей нагрузке. При этом стержень болта дополнительно нагружен касательными напряжениями от крутящего момента, для компенсации действия которых расчетная нагрузка принимается увеличенной на 30%. Усилие затяжки $P_{\text{зат}} = 1,3P$.

$$\sigma = \frac{1,3P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]. \quad (1.12)$$

1.9.3. Расчет болтов при нагрузке поперечной сдвигающей силой

Расчет производится на затяжку соединения осевой силой $P_{\text{зат}}$ так, чтобы возникающая в стыке сила трения – F противостояла и была равна действию поперечной нагрузки – P .

В этом случае возможны следующие варианты расчета:

Вариант 1. Стандартные болты поставлены с зазором (рис. 1.10а).

$$F' = P = P_{\text{зат}} f, \quad (1.13)$$

$$\sigma = \frac{1,3P_{\text{зат}}}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{1,3P}{Z f \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma], \quad (1.14)$$

где f – коэффициент трения в стыке; можно принимать $f = 0,2$;
 Z – число болтов;

1,3 – коэффициент, учитывающий влияние касательных напряжений кручения, возникающих при затяжке в стержне болта.

Вариант 2. Призонные (плотные) болты или штифты, втулки, шпонки (б), (в)

В этом случае все крепежные отверстия должны быть обработаны (развернуты) в сборе, а болты в отверстиях установлены по плотной посадке. Только при этом обеспечивается восприятие поперечной нагрузки всеми болтами.

Касательное напряжение среза определяется по формуле:

$$\tau = \frac{P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\tau]. \quad (1.15)$$

Можно принимать $[\tau] = 0,7[\sigma]$

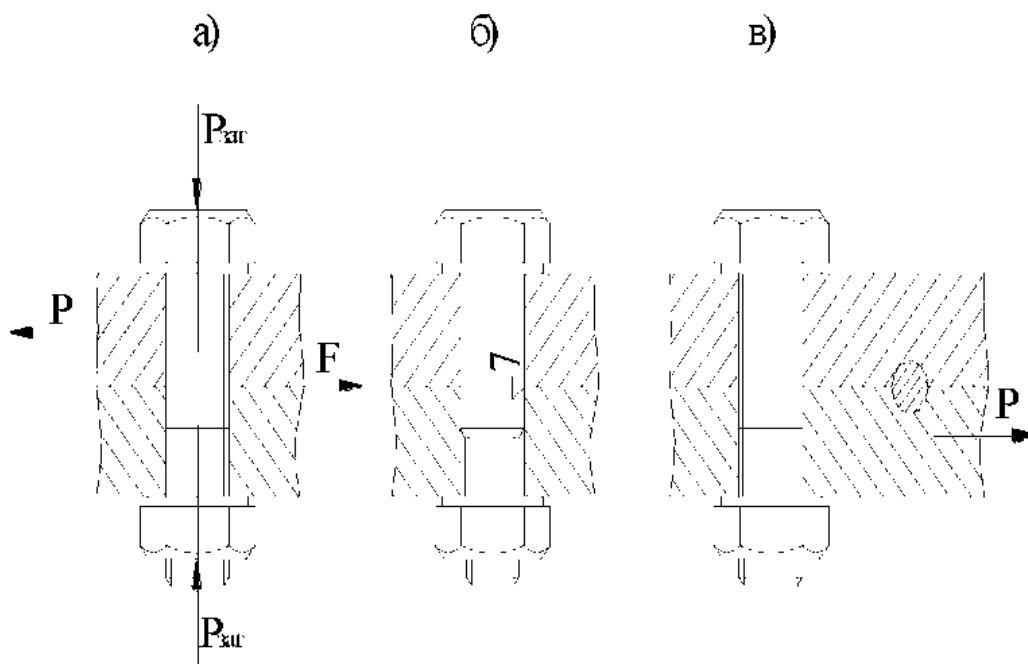


Рис. 1.10. Расчет болтов при нагрузке

Достоинства *варианта 1* в том, что применяемые при нем болты – стандартные и обеспечивается взаимозаменяемость соединения; недостаток – потребность в большом количестве болтов, которые не всегда можно разместить.

Достоинство *варианта 2* в малом количестве необходимых для передачи нагрузки болтов; недостаток – потеря взаимозаменяемости при замене одной из соединяемых деталей (например, вследствие износа).

Для восстановления соединения необходимо совместно обработать отверстия на больший размер под болты большего диаметра.

Если соединение нагружено крутящим моментом в плоскости стыка (рис. 1.11), то сначала определяется касательное усилие $P = \frac{M_k}{R}$, которое и является поперечной силой. а затем поступают так, как указано выше по варианту 1 или 2.

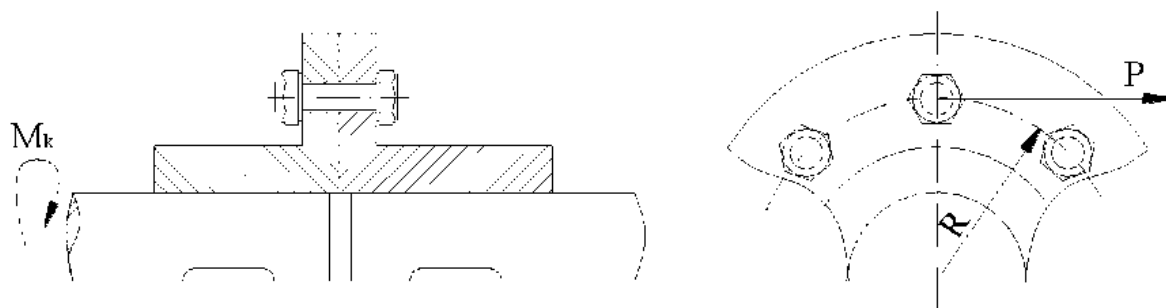


Рис. 1.11. Крутящий момент в плоскости стыка

1.9.4. Резьбовые соединения, нагруженные центральной отрывающей силой, когда требуется гарантированная плотность стыка

При действии отрывающей силы P необходима начальная затяжка, обеспечивающая плотность и жесткость стыка. Часть нагрузки χP дополнительно нагружает винты, остальная часть $P - \chi P$ идет на разгрузку стыка. Задача распределения нагрузки между винтом и стыком – статически неопределимая и решается из условий совместной их деформации.

Совместная деформация определяется по формуле:

$$\delta = \chi P \lambda_b = (1 - \chi) P \lambda_c, \quad (1.16)$$

где λ_b и λ_c – податливость винта и стыка при действии единичной силы.

Отсюда:

$$\chi = \frac{\lambda_c}{\lambda_b + \lambda_c}. \quad (1.17)$$

Податливость винта по закону Гука

$$\lambda_c = \frac{l}{EF}. \quad (1.18)$$

Податливость стыка определяется на основании так называемых конусов давления (рис. 1.12) опытным путем, например, по опытной формуле:

$$\lambda_c = \frac{2h}{E_c d^2} \left[0,5 - 0,1 \frac{2h}{a} + 0,07 \left(\frac{2h}{a} \right)^2 \right]. \quad (1.19)$$

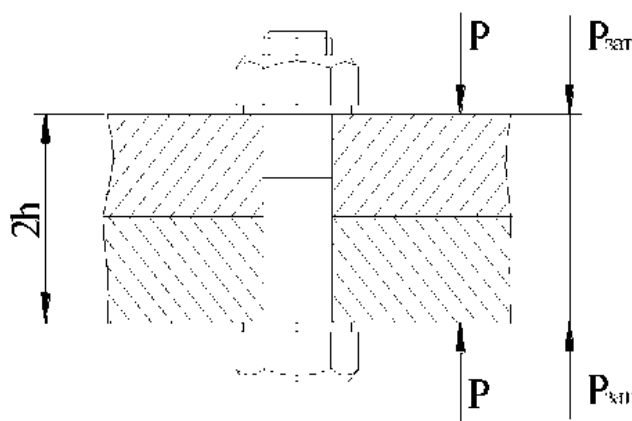


Рис. 1.12. Конусы давления

Из условия сохранения плотности (нераскрытия стыка) определяется усилие затяжки:

$$KP = P_{зат} \cdot K\chi P; \quad P_{зат} = KP (1 - \chi). \quad (1.20)$$

где K – коэффициент затяжки.

Для статической нагрузки

$$K = 1,3 + 1,5.$$

для динамической

$$K = 1,5 + 1,4.$$

Расчетная нагрузка определяется по выражению:

$$P_p = 1,3P_{зат} + \chi P \quad (1.21)$$

1.9.5. Расчет болтов крепления крышек резервуаров с внутренним давлением

В этом случае (рис. 1.13) болты должны быть затянуты так, чтобы не только преодолеть нагрузку от сил внутреннего давления, но также дополнительно сжать прокладку для обеспечения герметичности стыка. Усилие затяжки:

$$P_{зат} = P + P_{пр}, \quad (1.22)$$

$$P_{зам} = \rho \frac{\pi D^2}{4} + K \rho \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_k^2) \quad (1.23)$$

где ρ – внутреннее давление в резервуаре;
 K – коэффициент, учитывающий сжатие прокладки;
 $K = 2 - 3,5$.

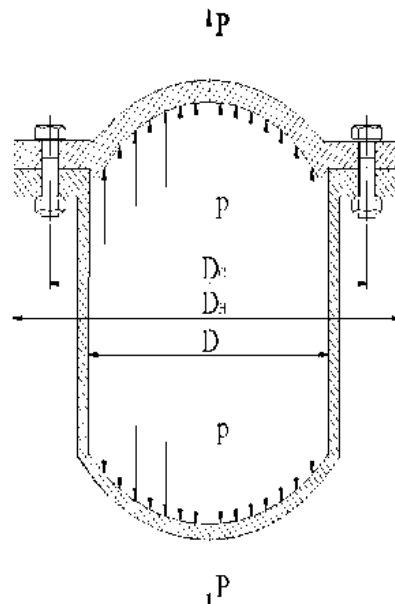


Рис. 1.13. Расчет болтов крепления

Число болтов Z необходимо проверить по условию их размещения на среднем диаметре стыка D_c . Шаг размещения болтов

$$t = \frac{\pi D_c}{Z} \quad (1.24)$$

должен быть таким, чтобы между болтами оставалось достаточно места для ключа, завертывающего гайку или болт.

1.9.6. Расчет болтовых соединений при действии отрывающего момента в плоскости перпендикулярной стыку

Нагрузка P разлагается по осям и дает следующие составляющие:

1) нормальная сила

$$N = P \sin \alpha;$$

2) касательная сила

$$Q = P \cos \alpha;$$

3) отрывающий момент

$$M = Qh = Ph \cos \alpha.$$

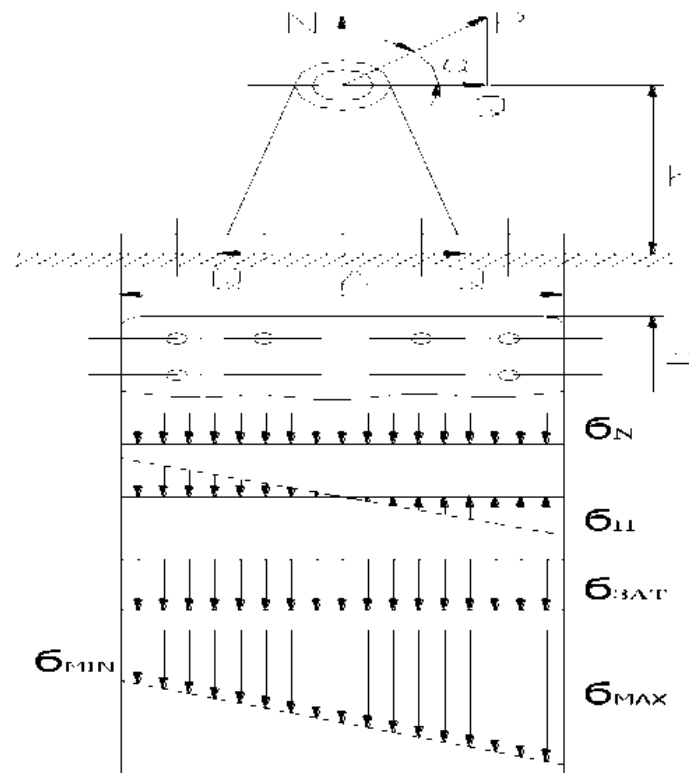


Рис. 1.14. Расчет болтовых соединений

Из условия плотности (нераскрытия) стыка:

$\sigma_N = \frac{N}{AB}$ – нормальные растягивающие напряжения в стыке;

$\sigma_u = \frac{M}{W} = \frac{Qh}{BA^2}$ – изгибающие напряжения в стыке;

6

$\sigma_{зат} = \frac{P_{зат}}{AB}$ – напряжения затяжки в стыке, которые должны пере-

крыть действие σ_N и σ_u .

$$\sigma_{min} = \sigma_{зат} - \sigma_u - \sigma_N \geq [\sigma]_0,$$

$$\sigma_{max} = \sigma_{зат} + \sigma_u + \sigma_N \leq [\sigma]_{см},$$

где $[\sigma]_0$ – наименьшее допускаемое давление смятия в стыке (по таблицам);

$[\sigma]_{см}$ – наибольшее допускаемое давление смятия в стыке.

Определяем напряжение затяжки и усилие затяжки болтов $P_{зат}$:

$$\sigma_{зат} = [\sigma]_0 - \sigma_u - \sigma_N = [\sigma]_0 + \frac{QH}{BA^2} - \frac{N}{AB}, \quad (1.25)$$

6

$$P_{зат} = \sigma_{зат} AB. \quad (1.26)$$

Полагая, для упрощения расчетов, фланцы достаточно жесткими, а болты – податливыми, определяем напряжения в болтах по усилию их затяжки:

$$\sigma_{\delta} = \frac{1,3P_{зат}}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]_{\delta} \quad (1.27)$$

Проверяем стык на сдвиг касательной силой

$$Q < F = P_{зат} f,$$

где F – сила трения в стыке;

f – коэффициент трения в стыке.

1.9.7. Расчет болтов при внецентренно приложенной силе

В этом случае (например, рис. 1.15) нагрузка приводится к отрывающей силе P и изгибающему моменту $M = Pl$. Полное нормальное напряжение равно сумме напряжений от этих нагрузок:

$$\delta = \delta_p + \delta_m = \frac{P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{Pl}{Z 0,1 d_1^3} \leq [\sigma]. \quad (1.28)$$

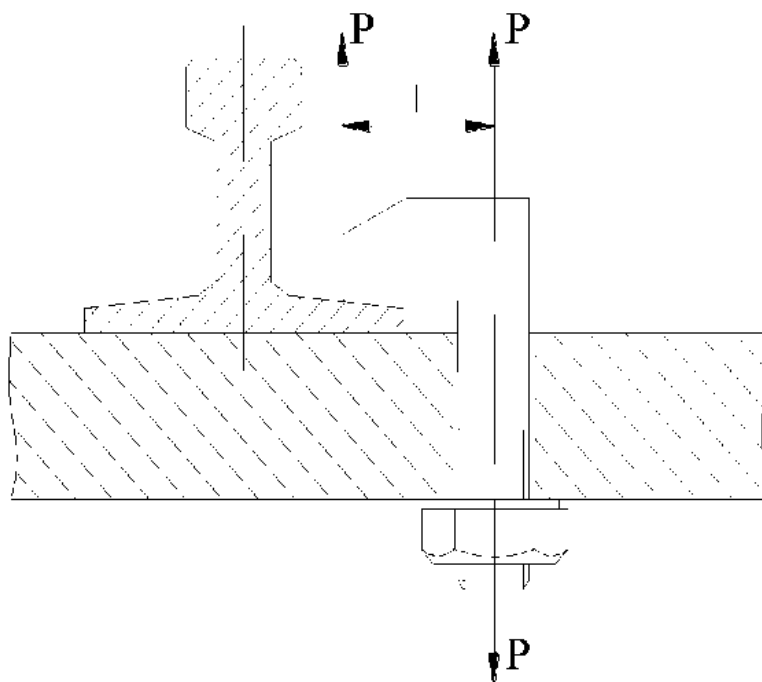


Рис. 1.15. Расчет болтов при внецентренно приложенной силе

Следует учесть, что напряжения изгиба могут в несколько раз превышать напряжения разрыва и представлять большую опасность для соединения.

1.10. Резьбовые соединения, работающие при циклических нагрузках

При циклических нагрузках (чаще всего пульсирующего цикла) большую опасность представляют усталостные явления, которые могут служить причиной аварийных разрушений. Усталостные разрушения начинаются с образования микротрещин, которые возникают в местах наибольшей концентрации напряжений. Поэтому в конструкции болтов и винтов большое внимание должно быть уделено целесообразной геометрической их форме. Для оценки концентрации напряжений пользуются гидравлической аналогией, которая выражается так: если контур детали представить как трубу, в которой движется жидкость, то там, где поток турбулентный (вихревой), должны возникнуть местные напряжения, величина которых пропорциональна интенсивности вихрей.

Местные напряжения возникают:

- в местах резкого перехода сечений,
- в канавках с острыми углами.
- при малых радиусах округлений,
- в переходах от стержня к резьбе,
- в переходах к зоне закалки ТВЧ.
- при некруглых отверстиях.

С этой точки зрения на рис. 1.16 показаны примеры нерациональной (а) и рациональной (б) конструкций болтов.

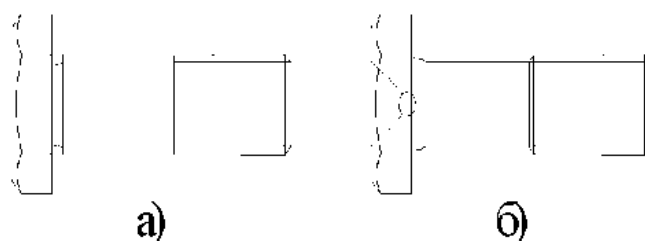


Рис. 1.16. Примеры нерациональной (а) и рациональной (б) конструкций болтов

Для смягчения ударов нагрузки болты должны быть достаточно длинными.

1.11. Допускаемые напряжения в болтах и винтах

При постоянных нагрузках критерием прочности служит предел текучести материала.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_t}{n}, \quad (1.29)$$

$$[\tau] = 0.7[\sigma], \quad (1.30)$$

где n – коэффициент безопасности, $n = 1.5 + 3$.

При циклических нагрузках критерием прочности служит предел усталости (выносливости) материала

$$[\sigma] = \frac{1.5\xi\sigma_{-1}}{n_1K_\sigma}, \quad (1.31)$$

где ξ – масштабный фактор, характеризующий механические свойства реальных болтов по сравнению с испытываемыми образцами. Для болтов небольших диаметров $\xi = 1$;

σ_{-1} – предел усталости при симметричном цикле.

Для углеродистых сталей $\sigma_{-1} = 0.43 \sigma_b$

Для легированных сталей $\sigma_{-1} = 0.35 \sigma_b + (700-1200)$

n_1 – запас прочности к пределу усталости (по таблицам);

K_σ – коэффициент концентрации напряжений (по таблицам).

1.12. Передача «винт-гайка»

Служит для преобразования вращательного в поступательное движение, применяется в домкратах, подъемниках, винтовых прессах, натяжных устройствах и ходовых винтах. К достоинствам передачи относятся возможность получения значительных передаточных отношений, малые габариты и бесшумная работа; недостатком является сравнительно низкий КПД в связи с большими потерями на трение в резьбе. Для уменьшения трения применяют трапецидальную или упорную резьбу; гайка изготавливается из антифрикционного материала (обычно бронзы), винт должен иметь твердую и чисто обработанную поверхность нарезки.

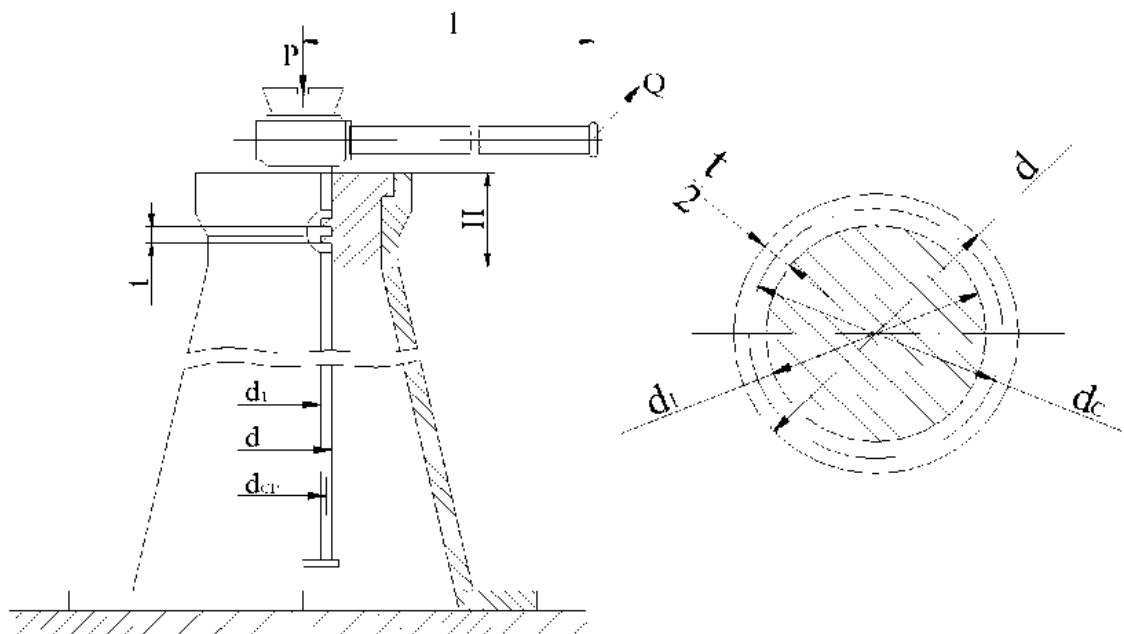


Рис. 1.17. P – осевая сила; $M_k = Ql$ – крутящий момент на оси винта;
 d , d_c , d_1 – наружный, средний и внутренний диаметры винта;
 H – высота гайки; t – шаг нарезки, $t = d - d_1$; $[\sigma]_{см}$ – допускаемое
напряжение смятия в резьбе гайки (по таблицам)

Диаметр винта определяется в зависимости от прочности резьбы гайки на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{P}{\pi d_c \frac{tH}{2t}} \leq [\sigma]_{см} \quad (1.32)$$

Обозначив относительную высоту гайки $\psi = \frac{H}{d_c}$, получаем:

$$\sigma_{см} = \frac{2P}{\pi \psi d_c^2}; \quad (1.33)$$

$$d_c = \sqrt{\frac{2P}{\pi \psi [\sigma]_{см}}}; \quad (1.34)$$

$$\psi = 1,5 - 2,5.$$

Полученное значение округляется до ближайшего большего по таблицам резьб по ГОСТ.

Затем производится проверка винта на совместное сжатие и кручение по III теории прочности:

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_{см}^2 + 4\tau_k^2} \quad (1.35)$$

$$\sigma_{изг} = \frac{P}{\frac{\pi d_1^2}{4}}; \quad (1.36)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{0,2d_1^3}. \quad (1.37)$$

Длинные винты, имеющие гибкость $\lambda > 70$, проверяются на продольный изгиб по формуле:

$$\sigma_{сж} = \frac{P}{F_1} \leq \varphi [\sigma]_{сж} \quad (1.38)$$

где φ – табличный коэффициент уменьшения допускаемого напряжения, зависящий от гибкости стержня;

F_1 – площадь сечения винта по внутреннему диаметру.

$$\lambda = \frac{\mu l}{i}, \quad (1.39)$$

где μl – приведенная длина стержня винта;

μ – коэффициент заделки концов стержня; для домкратов и подъемников (рис. 1.18а) $\mu = 2$;

для ходовых винтов (рис. 1.18б) $\mu = 1$;

i – радиус инерции сечения винта по внутреннему диаметру резьбы;

J – момент инерции минимального сечения.

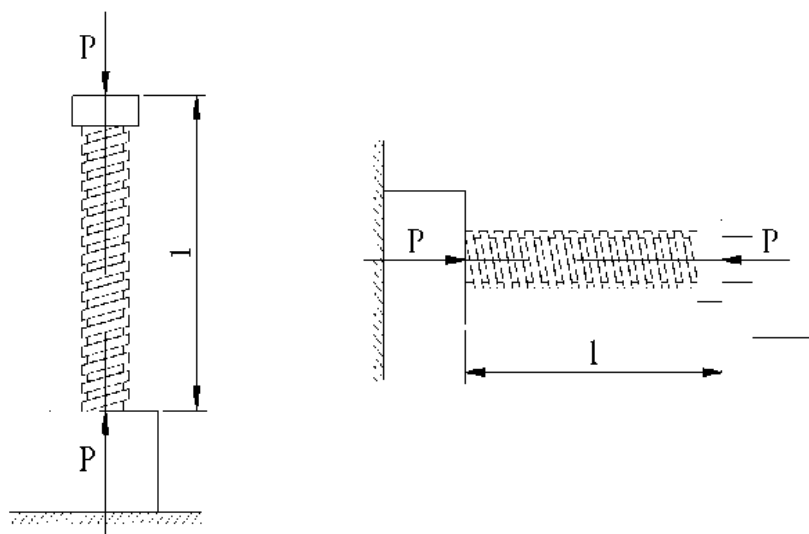


Рис. 1.18. Коэффициент заделки концов стержня

$$\sqrt{\frac{J_1}{F_1}}. \quad (1.40)$$

Для круглого сечения

$$J_1 = \frac{\pi d_1^4}{64}; \quad (1.41)$$

$$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}; \quad (1.42)$$

$$i = \frac{d_1}{4}. \quad (1.43)$$

Глава 2. ВВЕДЕНИЕ В ПЕРЕДАЧИ

Передачи служат для преобразования вращения с изменением по величине или знаку угловых скоростей вращающихся систем и соответственно крутящих моментов на осях валов. Они находят широкое применение, главным образом, в приводах от двигателя к рабочим органам машин.

Различают два основных вида передач:

- | | |
|---------------------------------|-----------------------------|
| 1) <i>передачи зацеплением:</i> | 2) <i>передачи трением:</i> |
| а) зубчатые; | а) ременные; |
| б) червячные; | б) фрикционные. |
| в) цепные; | |
| г) передача «винт-гайка»; | |

2.1. Классификация передач

2.1.1. Зубчатые передачи

Зубчатые передачи получили наибольшее распространение в машиностроении благодаря следующим достоинствам:

- практически неограниченной передаваемой мощности.
- малым габаритам и весу.
- стабильному передаточному отношению,
- высокому КПД, который составляет в среднем 0,97–0,98.

Недостатком зубчатых передач является шум в работе на высоких скоростях, который однако может быть снижен при применении зубьев соответствующей геометрической формы и улучшении качества обработки профилей зубьев.

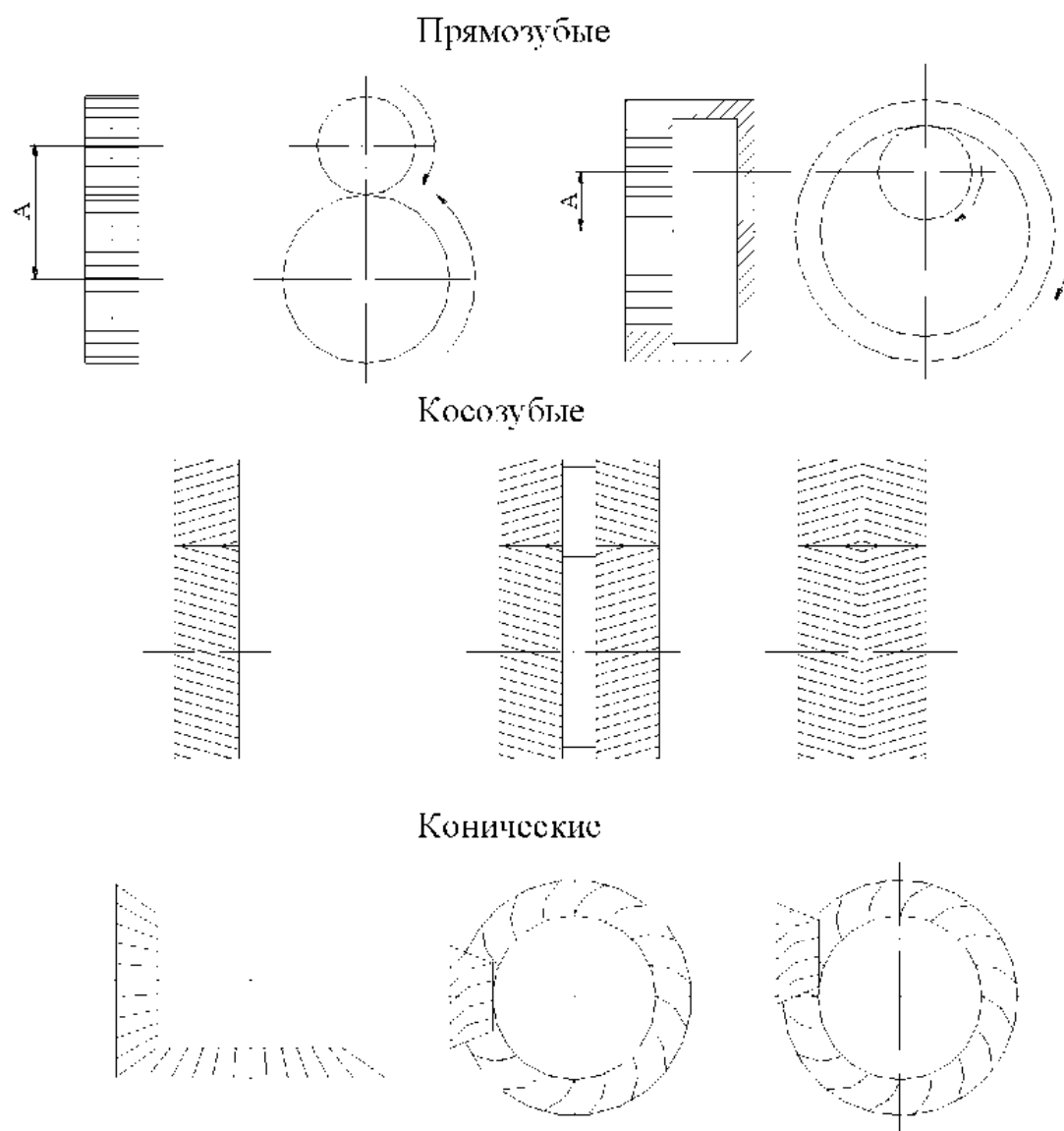


Рис. 2.1. Зубчатые передачи

При высоких угловых скоростях вращения рекомендуется применять косозубые шестерни, в которых зубья входят о зацепление плавно, что и обеспечивает относительно бесшумную работу. Недостатком косозубых шестерен является наличие осевых усилий, которые дополнительно нагружают подшипники. Этот недостаток можно устранить, применив сдвоенные шестерни с равнонаправленными спиралями зубьев или шевронные шестерни. Последние, ввиду высокой стоимости и трудности изготовления применяются сравнительно редко – обычно лишь для уникальных передач большой мощности. При малых угловых скоростях вращения применяются конические прямозубые шестерни, а при больших – шестерни с круговым зубом, которые в настоящее время заменили конические косозубые шестерни, применяемые ранее. Конические гипоидные шестерни тоже имеют круговой зуб, однако оси колес в них смещены, что создает особенно плавную и

бесшумную работу. Передаточное отнесение в зубчатых парах колеблется в широких пределах, однако обычно оно равно 3–5.

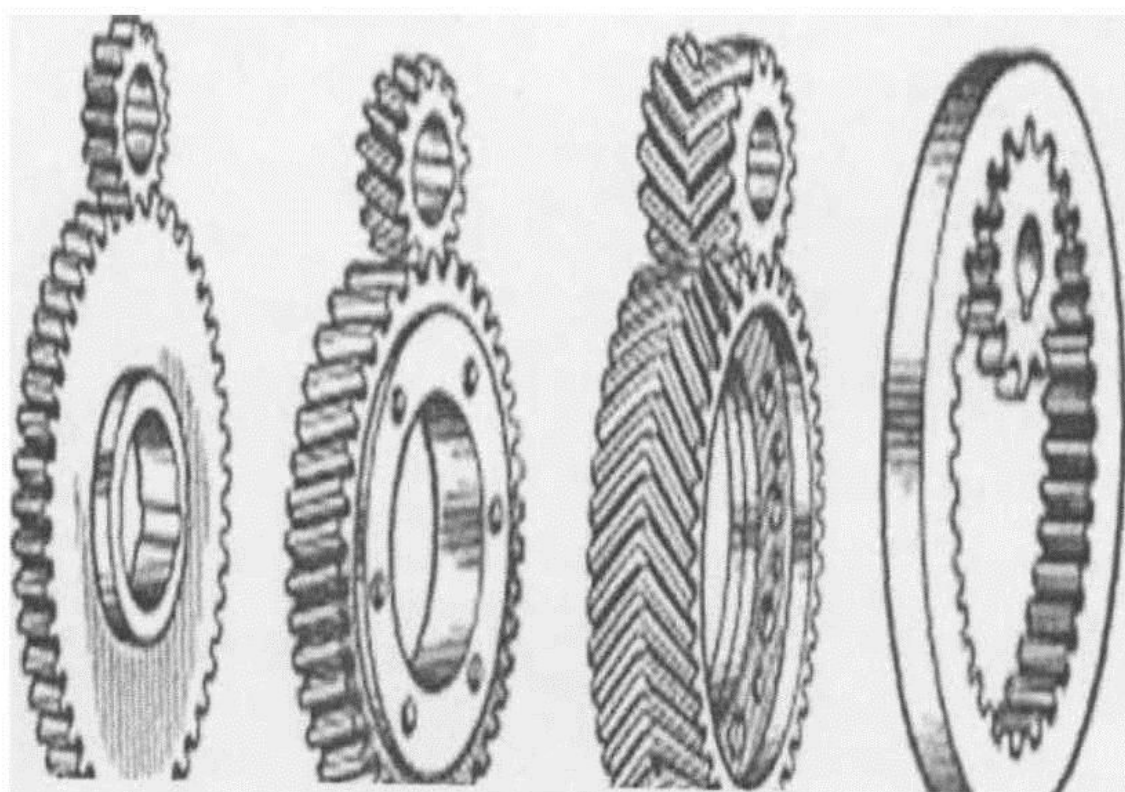


Рис. 2.2. Примеры зубчатых передач

2.1.2. Червячные передачи

Это передачи со скрещивающимися осями. Отличаются полностью бесшумной работой и большим передаточным отношением в одной паре, которое в среднем составляет 16–25. Серьезным недостатком червячных передач, ограничивающим их применение при значительных мощностях, является низкий КПД, обусловленный большими потерями на трение в зацеплении. Как следствие низкого КПД – при работе передачи под нагрузкой, выделяется большое количество тепла, которое надо отводить во избежание перегрева. Средние значения КПД первичной передачи составляют 0,7–0,8.

2.1.3. Цепные передачи

Применяются при передаче вращения между, параллельными удаленными друг от друга валами. В настоящее время получили распространение два типа приводных цепей:

- а) цепи втулочно-роликовые (типа Галя),
- б) цепи зубчатые из штампованных звеньев (типа Рейнольдса).

Зубчатые цепи, благодаря относительно меньшему шагу, работают более плавно и бесшумно.

Недостатком цепных передач является сравнительно быстрый износ шарниров, способствующий вытяжке цепи и нарушению ее зацепления со звездочкой, а также шумная работа на высоких скоростях вследствие особенностей кинематики цепной передачи.

2.1.4. Ременные передачи

Применяются также для передачи вращения между параллельными удаленными валами. Область распространения этих передач в настоящее время значительно сократилась, однако они еще находят широкое применение в качестве первичного привода от двигателя, а также привода к механизмам, обладающим большим моментом вращающихся масс. При трогании с места и в случае внезапных перегрузок ремни пробуксовывают, спасая механизмы от поломок.

Преимущественное распространение перед плоскими получили клиновые ремни, обладающие большей тяговой способностью.

2.1.5. Фрикционные передачи

Фрикционные передачи по форме фрикционных катков могут быть: цилиндрическими, коническими, лобовыми – с внешним и внутренним контактом. Главное достоинство фрикционных передач заключается в возможности создания на их базе фрикционных вариаторов (бесступенчатых коробок передач), а также в бесшумной их работе при высоких скоростях.

2.2. Зубчатые передачи

Преимущественное распространение получили передачи с зубьями эвольвентного профиля, которые изготавливаются массовым методом обкатки на зубофрезерных или зубодолбежных станках. Достоинство эвольвентного зацепления состоит в том, что оно мало чувствительно к колебанию межцентрового расстояния.

Другие виды зацепления применяются пока ограниченно. Так, циклоидальное зацепление, при котором возможна работа шестерен с очень малым числом зубьев (2–3), не может быть, к сожалению, изготовлено современным высокопроизводительным методом обкатки, поэтому шестерни этого зацепления трудоемки в изготовлении и дороги; новое пространственное зацепление Новикова пока еще не получило массового распространения, вследствие большой чувствительности к колебаниям межцентрового расстояния.

2.2.1. Основные определения из теории зацепления шестерен

1. Начальными называются воображаемые окружности, которые при зацеплении шестерен катятся без скольжения одна по другой.

2. Делительными называются воображаемые окружности, по которым происходит номинальное деление зубьев. Для них справедливо уравнение:

$$d_o = mZ. \quad (2.1)$$

Примечание: Если шестерни не имеют коррекции, то начальные и делительные окружности совпадают.

3. Окружностями выступов и впадин называются окружности, ограничивающие вершины и впадины зубьев.

4. Основными называются окружности, по которым разворачиваются эвольвенты, очерчивающие профили зубьев

$$d_o = d_o \cos \alpha. \quad (2.2)$$

5. Шагом t называется расстояние по дуге делительной окружности между одноименными профилями соседних зубьев.

6. Основным шагом t_o называется шаг по основной окружности.

7. Модулем называется отношение диаметра делительной окружности к числу зубьев или шага к π .

8. Ритчем p называется число зубьев, приходящееся на один дюйм делительной окружности

$$p = \frac{25.4}{m}. \quad (2.3)$$

9. Линией зацепления LZ называется геометрическое место точек контакта зубьев в зацеплении. В эвольвентном зацеплении LZ – прямая, нормальная к профилю зубьев в полюсе зацепления и касательная к основным окружностям.

10. Углом зацепления α называется угол между линией зацепления и перпендикуляром к линии центров.

11. Углом наклона спирали зубьев косозубых шестерен β называется угол между осью зуба и образующей делительного цилиндра или конуса.

12. Коэффициентом перекрытия ε называется отношение дуги зацепления к основному шагу.

13. Коэффициентом коррекции ξ называется отношение величины профильного смещения к модулю.

2.2.2. Конструктивные типы шестерен

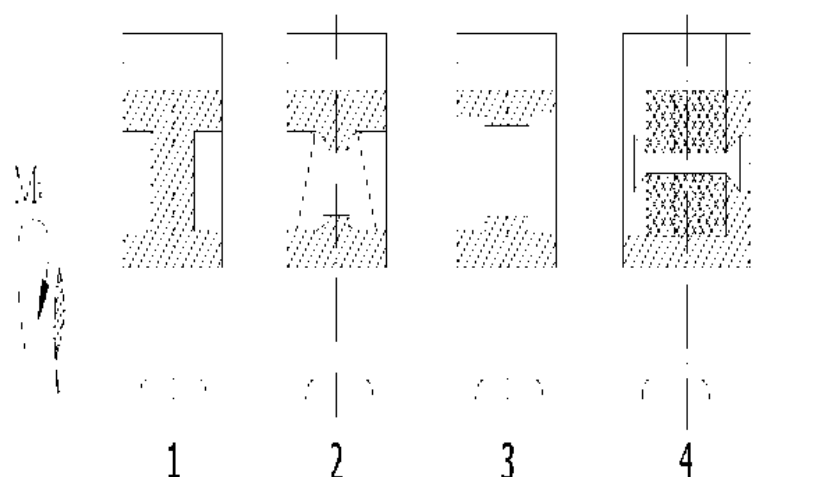


Рис. 2.3. 1 – стальные кованные, 2 – литые из серого чугуна, 3 – сварные, 4 – составные из пластмасс.

Тип 1 – имеет преимущественное распространение.

Тип 2 – для малонагруженных передач, а также для открытых передач большого размера.

Тип 3 – для крупногабаритных шестерен.

Тип 4 – для бесшумной работы при хорошей сопротивляемости удару.

2.2.3. Материал и термообработка шестерен

Стальные шестерни изготавливаются из качественных и легированных сталей, как правило, с термообработкой.

Таблица 2.1

Материал и термообработка шестерен

Наименование операции	Твердость	Материал	Замечания
1	2	3	3
Улучшение (закалка до малой твердости)	HB = 260–300	Ст. 40 Ст. 45 Ст. 40X Ст. 45X и др.	Окончательная нарезка зубьев после термообработки во избежание коробления

1	2	3	3
Закалка	HRC = 40–50	Ст.40X Ст.40XH и др.	Необходима шлифовка зубьев по профилю для устранения коробления
Цементация и закалка	HRC = 56–63	Ст.20X Ст.18XГТ Ст.12XII3A Ст.20XH3A Ст.18XH3A	Окончательная обработка зубьев до термообработки. Коробление невелико.
Закалка ТВЧ	HRC = 50–60	Ст. 45 Ст.40X	Только для крупных пес-терен с модулем >8

Наибольшее распространение получили: для серийного производства – улучшение; для серийного и массового – цементация и закалка; только для массового производства при наличии зубошлифовальных станков – закалка; для массового производства при наличии соответствующего оборудования – закалка токами высокой частоты.

2.2.4. Расчетные геометрические зависимости

1. Прямозубые и косозубые цилиндрические шестерни

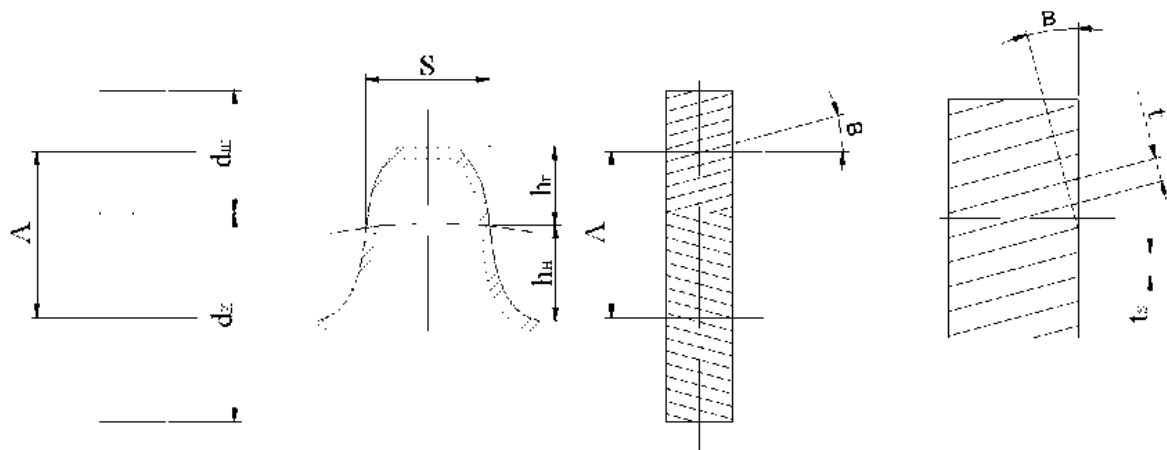


Рис. 2.4. Прямозубые и косозубые цилиндрические шестерни

а) передаточное отношение:

$$i = \frac{d_k}{d_{ш}} = \frac{Z_k}{Z_{ш}} = \frac{\omega_{ш}}{\omega_k} = \frac{n_{ш}}{n_k} \quad (2.4)$$

б) делительные диаметры шестерен:

$d_o = mZ$ – для прямозубых

$d_o = m_s Z = \frac{mZ}{\cos \beta}$ – для косозубых

в) шаг и модуль:

$$m = \frac{t}{\pi}; \quad m_s = \frac{t_s}{\pi}; \quad t_s = \frac{t}{\cos \beta}; \quad m_s = \frac{m}{\cos \beta}.$$

г) межцентровое расстояние:

$$A = \frac{d_k \pm d_{ш}}{2} = \frac{mZ_{ш}(i \pm 1)}{2} \quad \text{– для прямозубых}$$

$$A = \frac{d_k \pm d_{ш}}{2} = \frac{m_s Z_{ш}(i \pm 1)}{2} = \frac{mZ_{ш}(i \pm 1)}{2 \cos \beta} \quad \text{– для косозубых}$$

д) размеры зуба:

$$h_c = f_0 m; \text{ при } f_0 = 1, h_c = m, h_n = 1.25m$$

$$h_n = 1.25 f_0 m$$

$$S = \frac{\pi}{2} m \quad \text{– по дуге; } f_0 \text{ – коэффициент высоты зуба.}$$

где t и m – нормальный шаг и модуль;

t_s и m_s – торцевой шаг и модуль; β – угол спирали зуба.

Ряд наиболее распространенных стандартных модулей:

1; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 6; 7; 8; 10; 12 ...

Стандартный угол зацепления $\alpha = 20^\circ$. Для бесшумной и плавной работы косозубых шестерен необходимо перекрытие зубьев: последующий зуб должен входить в зацепление раньше, чем выйдет из зацепления предыдущий.

2. Прямозубые конические шестерни

Все образующие зубьев сходятся в одной точке пересечения осей. Номинальный делительный диаметр, шаг и модуль отсчитываются по большому основанию делительного конуса.

а) передаточное отношение:

$$i = \frac{d_k}{d_{ш}} = \frac{Z_k}{Z_{ш}} = \frac{\omega_{ш}}{\omega_k} = \frac{n_{ш}}{n_k} = \operatorname{ctg} \gamma_{ш} = \operatorname{tg} \gamma_k \quad (2.5)$$

б) делительный и средний диаметры шестерен:

$$d_o = m Z; \quad d_c = m_c Z.$$

в) конусное расстояние:

$$L = \sqrt{\left(\frac{d_k}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_w}{2}\right)^2} = 0.5\sqrt{d_k^2 + d_w^2} = 0.5d_w\sqrt{i^2 + 1} = 0.5mZ_w\sqrt{i^2 + 1}, \text{ г)}$$

средний диаметр и модуль:

$$\frac{r_{ck}}{r_k} = \frac{L - \frac{b}{2}}{L} = 1 - \frac{b}{2L}.$$

$$d_{ck} = d_k \left(1 - \frac{b}{2L}\right); \quad m_c = m \left(1 - \frac{b}{2L}\right),$$

где m_c – средний модуль;

L – конусное расстояние – длина образующей делительного конуса;

b – ширина зубьев шестерен;

γ – углы конусности.

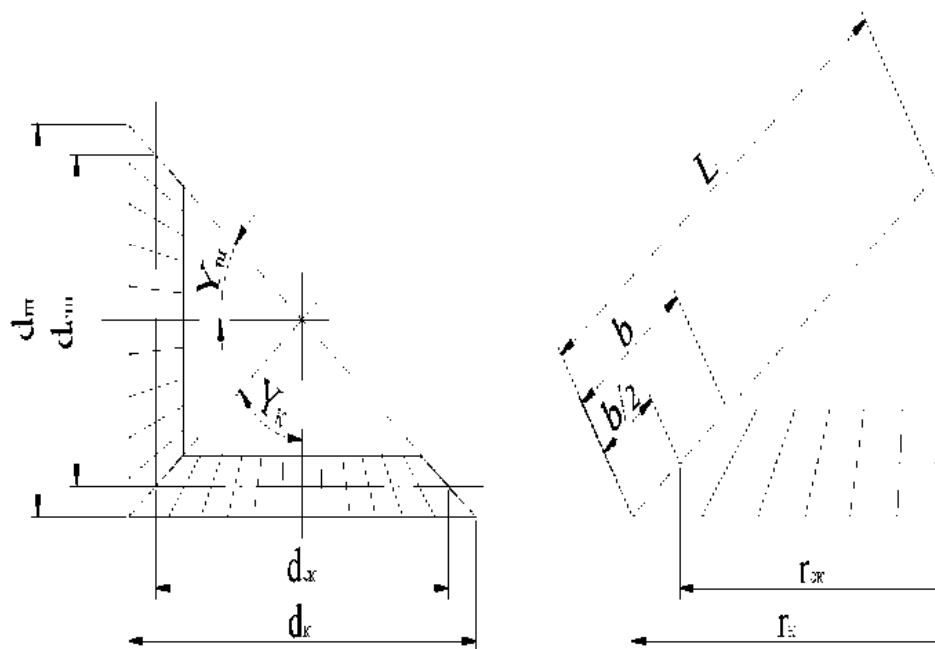


Рис. 2.5. Прямозубые конические шестерни

2.2.5. Силы, действующие в зацеплении шестерен

а) прямозубые цилиндрические шестерни

Нормальная сила, действующая по линии зацепления, разлагается на две составляющие силы:

P – $P_n \cos \alpha$ – окружное усилие;

R – $P_n \sin \alpha$ – радиальное усилие;

$$P = \frac{2M_k}{d_k}; \quad R = P \tan \alpha; \quad P_n = \frac{P}{\cos \alpha}.$$

На валы действуют те же силы, что и на зубья шестерен. и, кроме того, еще крутящий момент:

$$M_{\kappa} = P \frac{d_o}{2} = P_n h.$$

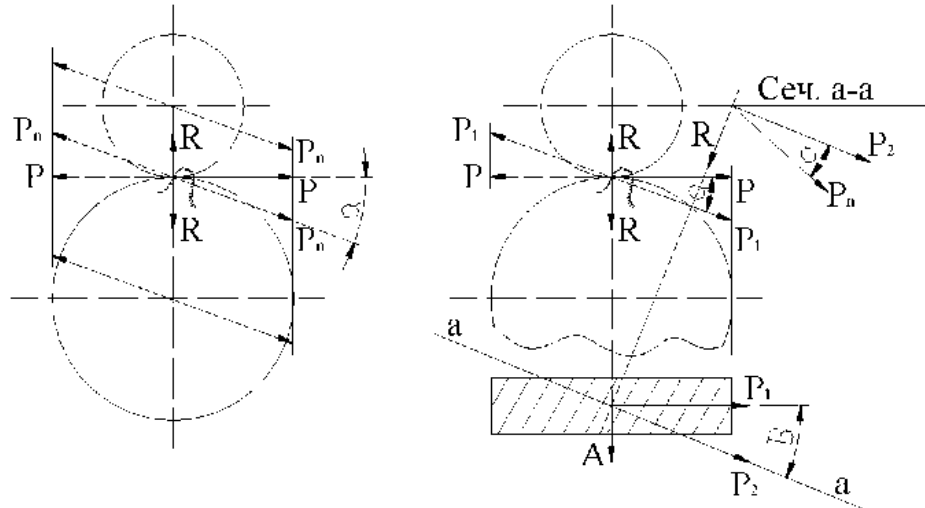


Рис. 2.6. Силы, действующие на валы

б) косозубые цилиндрические шестерни

Здесь, вследствие наклона зубьев к образующей, дополнительно возникает еще осевое усилие.

- 1) $P = \frac{2M_{\kappa}}{d_{\kappa}}$ – окружное усилие;
- 2) $R = P \operatorname{tg} \alpha_s$ – радиальное усилие;
- 3) $A = P \operatorname{tg} \beta$ – осевое усилие;
- 4) $P_n = \frac{P_{\kappa}}{\cos \alpha} = \frac{P}{\cos \alpha \cos \beta}$ – нормальное усилие;

Силы P , R , A необходимо определить для расчета валов и подшипников, сила P_n необходима для расчета зубьев шестерен на прочность. Силу A можно уравновесить, применив сдвоенные косозубые шестерни с разнонаправленными спиралями зубьев или шевронные.

в) конические прямозубые шестерни

- 1) $P = \frac{2M_{\kappa}}{d_{\kappa}}$ – окружное усилие;
- 2) $A_{ш} = R_{\kappa} = R \sin \gamma_{ш} = P \operatorname{tg} \alpha \sin \gamma_{ш}$ – осевое усилие для шестерни или радиальное для колеса;
- 3) $R_{ш} = A_{\kappa} = R \cos \gamma_{ш} = P \operatorname{tg} \alpha \cos \gamma_{ш}$ – радиальное усилие для шестерни или осевое для колеса;

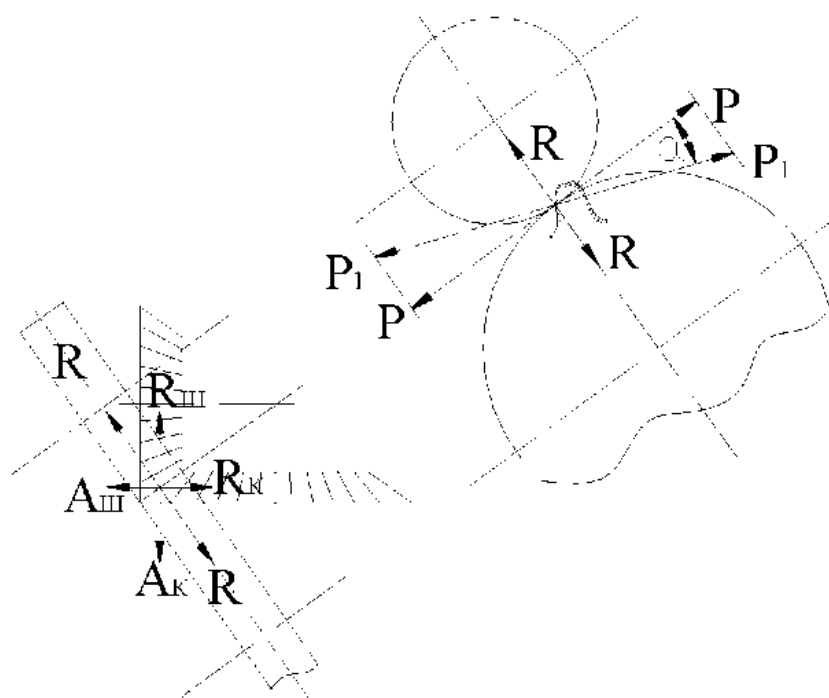


Рис. 2.7. Расчет валов и подшипников

$$P_n = \frac{P}{\cos \alpha} \text{ — нормальное усилие;}$$

$$r_o = \frac{r_c}{\cos \gamma}; \quad d_o = \frac{d_c}{\cos \gamma}; \quad Z_o = \frac{Z_c}{\cos \gamma}.$$

Силы P , A_{III} , R_{III} — для расчета валов и подшипников, сила P_n — для расчета зубьев на прочность.

Здесь: d_o , Z_o — диаметры и числа зубьев эквивалентных цилиндрических колес.

Воображаемые эквивалентные цилиндрические колеса строятся в плоскости мгновенного зацепления основных конических колес так, что оси тех и других совпадают. Работают эти колеса точно так же, как и основные конические, поэтому такое построение удобно использовать для выяснения действующих сил и напряжений в конических колесах.

2.2.6. Дефекты шестерен

Закрытыми называются передачи, заключенные в пыленепроницаемый закрытый корпус, с организованной смазкой.

Открытыми называются передачи, не защищенные от пыли, с нерегулярной смазкой.

1) **Износ поверхностей зубьев** — очень значительный в открытых передачах и небольшой в закрытых. Меры борьбы с износом — повышение поверхностной твердости зубьев.

2) **Питтинг** – поверхностное выкрашивание зубьев в зоне полосной линии. Возникает он вследствие усталости поверхностного слоя зубьев в результате высоких контактных напряжений. Питтинг начинается с образования усталостных микротрещин, которые под влиянием циклических нагрузок постепенно развиваются, чему способствует высокое давление масла в зоне контакта зубьев. В открытых передачах питтинг обычно не возникает, так как микротрещины изнашиваются раньше, чем успеют развиваться.

Меры борьбы с питтингом заключаются в повышении жесткости корпусов, валов и опор и точности их изготовления с целью увеличения площадок контакта зубьев.

3) Усталостная изгибная поломка зубьев.

Меры борьбы – увеличение модуля или улучшение качества материала и термообработки.

4) **Задир** поверхностей зубьев могут иметь место в тихоходных сильно нагруженных передачах.

Меры борьбы – применение противозадирных смазок, содержащих животные жиры и графит.

2.2.7. Расчет зубьев цилиндрических прямозубых шестерен

1. Расчет на контактную прочность поверхности зубьев

Расчет базируется на известной формуле Герца для контактного сжатия цилиндров с параллельными осями:

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{q_p F_z}{\rho_{np}}} \leq [\sigma_k] \quad (2.6)$$

Характерными особенностями контактного сжатия являются:

а) весьма ограниченная площадь контакта и в связи с этим высокие напряжения;

б) объемный характер напряженного состояния;

в) эллиптическая эпюра контактных напряжений, распространяющаяся только на зону контакта.

Теоретически интенсивность нагрузки:

$$q = \frac{P}{b \cos \alpha} = \frac{M_k}{r_k b \cos \alpha} \quad (2.7)$$

Выразим r_k и r_m через межцентровое расстояние A :

$$A = r_k \pm r_m = r_m (i \pm 1); \quad r_m = \frac{A}{i \pm 1}; \quad r_k = \frac{A i}{i \pm 1}. \quad (2.8)$$

тогда

$$q = \frac{M_{\kappa}(i \pm 1)}{Aib \cos \alpha} \quad (2.9)$$

В действительности расчетная интенсивность нагрузки будет отличаться от теоретической на величину поправочных коэффициентов K_{κ} и K_{δ} .

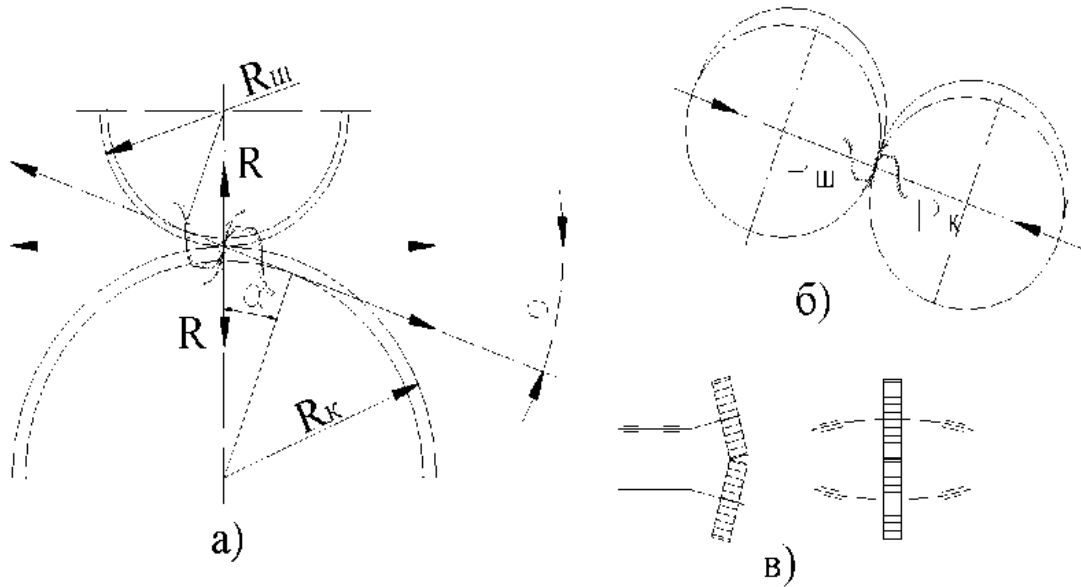


Рис. 2.8. Расчетная интенсивность нагрузки

$$q_p = qK_{\kappa}K_{\delta} = \frac{M_{\kappa}(i \pm 1)K_{\kappa}K_{\delta}}{Aib \cos \alpha} \quad (2.10)$$

где K_{κ} – коэффициент концентрации нагрузки, выражающий неполноту контакта по линии. Он зависит от деформации валов и ширины шестерен.

K_{δ} – коэффициент динамичности нагрузки, зависящий от окружной скорости и чистоты обработки поверхности зубьев.

Приведенная кривизна зубьев шестерен в точке контакта

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_{ш}} \pm \frac{1}{\rho_{\kappa}} \quad (2.11)$$

(Знак минус для внутреннего зацепления).

где $\rho_{ш}$ и ρ_{κ} – мгновенные радиусы кривизны в полосе зацепления.

$$\rho_{ш} = r_{ш} \sin \alpha; \quad \rho_{\kappa} = r_{\kappa} \sin \alpha. \quad (2.12)$$

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{r_{ш} \sin \alpha} \pm \frac{1}{r_{\kappa} \sin \alpha} = \frac{(i \pm 1)^2}{Ai \sin \alpha}. \quad (2.13)$$

Приведенный модуль упругости:

$$E = \frac{2E_{ш}E_{к}}{E_{ш} + E_{к}}, \quad (2.14)$$

где $E_{ш}$ и $E_{к}$ – модули упругости материала шестерни и колеса.

Если обе шестерни изготовлены из одного материала, то в формулу подставляется:

$$E = \frac{2E^2}{2E} = E \quad (2.15)$$

Подставляя в основную формулу все величины, получим:

$$\sigma_{к} = 0,418 \sqrt{\frac{M_{к}(i \pm 1)K_{к}K_{\sigma}E(i \pm 1)^2}{Aib \cos \alpha Ai \sin \alpha}} \leq [\sigma] \quad (2.16)$$

Выразив крутящий момент на оси колеса через мощность в кВт:

$$M_{к} = 97400 \frac{N}{n} \quad (2.17)$$

$$\sin \alpha \cos \alpha = \frac{1}{2} \sin 2\alpha = \frac{1}{2} \sin 40^\circ = 0,32 \quad (2.18)$$

Получаем проверочную формулу в окончательном виде:

$$\sigma_{к} = \frac{3400}{Ai} \sqrt{\frac{N_{к}(i \pm 1)^3 K_{к}K_{\sigma}}{bN_{к}}} \leq [\sigma] \quad (2.19)$$

По этой формуле можно проверить и сравнить с допускаемыми, действующие в данной передаче, контактные напряжения.

Для проектного расчета эта формула преобразуется, для чего ширина шестерни выражается через межцентровое расстояние.

Коэффициент относительной ширины $\psi = \frac{b}{A}$, тогда:

$$A = (i \pm 1)^3 \sqrt{\left(\frac{340000}{[\sigma] i} \right)^2 \frac{N_{к}K_{к}K_{\sigma}}{\psi m_{к}}} \quad (2.20)$$

Для редукторов в среднем $\psi = 0,2 + 0,4$.

Для коробок передач $\psi = 0,1 + 0,2$.

где b – ширина шестерни в см;

A – межцентровое расстояние в см;

$n_{к}$ – число оборотов в минуту вала колеса;

N – мощность на валу колеса в кВт;

$[\sigma]$ – допускаемое контактное напряжение.

По полученной величине межцентрового расстояния можно подобрать модуль, задавшись числом зубьев малой шестерни $Z_m = 17-25$ (с коррекцией $Z \geq 14$).

$$m = \frac{2A}{Z_m \cdot \left(\pm 1 \right)} \quad (2.21)$$

2.2.8. Определение допускаемых контактных напряжений

При циклических нагрузках допускаемые напряжения зависят не только от материала и термообработки, но также и от числа циклов нагружения (времени работы), которое в формуле фигурирует в виде коэффициента режима нагрузки K_p .

$$[\sigma]_k = [\sigma]_{таб} K_p \quad (2.22)$$

где $[\sigma]_{таб}$ – табличное допускаемое напряжение;

$[\sigma]_{таб} = C_1 H_b$ – для улучшенных сталей;

$[\sigma]_{таб} = C_2 HRC$ – для цементированных и закаленных сталей.

C_1 и C_2 – табличные коэффициенты, зависящие от принятого материала и термообработки.

При постоянном режиме нагрузки:

$$K_p = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_q}}; \quad N_q = 60m - \text{число циклов нагружения.}$$

При переменном режиме нагрузки:

$$K_p = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_{\omega}}}; \quad N_{\omega} = \frac{60}{M_{i\max}^3} \sum M_i^3 n_i t_i$$

где M_i , n_i , t_i – крутящий момент, число оборотов и время работы в часах на каждый ступени усредненного графика нагрузки.

Минимальные значения K_p ограничены наступлением длительного предела выносливости. Для улучшенных сталей $K_p \geq 1$, для цементированных и закаленных сталей $K_p \geq 0.59$.

2.2.9. Расчет на усталостный изгиб зубьев

Опасным нагружением считается такое, которое соответствует моменту начала входа зуба в зацепление. Интенсивность нагрузки q_p создаст две составляющие, из которых одна сжимает, а другая нагибает зуб.

Опасным сечением считается сечение у корня зуба со стороны растянутых волокон, так как закаленные стальные зубья слабее сопротивляются растяжению, чем сжатию.

α_1 – угол зацепления при вершине зуба.

$$\sigma_u = \sigma_{\text{изг}} - \sigma_{\text{сж}} \leq [\sigma_u] \quad (2.23)$$

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M}{W} = \frac{q_p \cos \alpha_1 h}{\frac{1,5^2}{6}}; \quad h = 1. \quad (2.24)$$

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P}{F'} = \frac{q_p \sin \alpha_1}{1,5}; \quad (2.25)$$

$$\sigma_u = \frac{6q_p \cos \alpha_1 h}{S^2} - \frac{q_p \sin \alpha_1}{S} \leq [\sigma_u] \quad (2.26)$$

Входящие в эти формулы величины S , h и α_1 аналитически трудно определимы, поэтому формула преобразуется так, чтобы в скобках были безразмерные величины, совокупность которых определяется по таблицам или графикам:

$$\sigma_u = \frac{q_p}{\pi m} \left(\frac{6 \frac{h}{m} \cos \alpha_1}{\frac{S^2}{m^2}} - \frac{\sin \alpha_1}{\frac{S}{m}} \right) = \frac{q_p}{\pi m y} \leq [\sigma_u], \quad (2.27)$$

где y – коэффициент формы зуба; определяется по таблицам или графикам в зависимости от числа зубьев и коэффициента коррекции (если она есть).

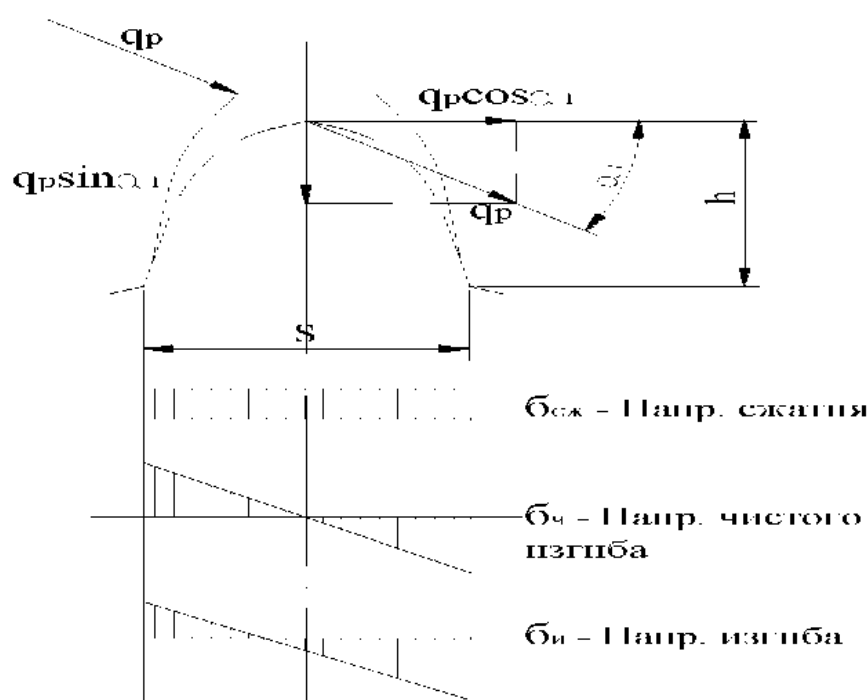


Рис. 2.9. Коэффициент формы зуба

Подставив значение q , введенное ранее, получаем проверочную формулу:

$$\sigma_H = \frac{M_k(i \pm 1)K_k K_o}{\pi A b m y \cos \alpha} \leq [\sigma_H] \quad (2.28)$$

Для проектных расчетов формула преобразуется с введением коэффициента относительной модульной ширины шестерни:

$$\psi_m = \frac{b}{m}; \quad \text{обычно } \psi_m = 6 - 10$$

$$A = \frac{m Z_m (i \pm 1)}{2} \quad (2.29)$$

Выражая величины A и b через модуль, получаем проектную формулу:

$$m = \sqrt[3]{\frac{Z M_k K_k K_o}{\pi Z_m \psi_m [\sigma_H] y \cos \alpha}} \quad (2.30)$$

Обычно шестерни закрытых передач рассчитываются на контактную прочность (опасным является питтинг) и проверяются на изгиб; шестерни открытых передач, для которых питтинг не опасен, рассчитываются только на изгиб.

2.2.10. Определение допускаемых напряжений изгиба

Допускаемые напряжения определяются как часть от предела усталости (выносливости) материала при симметричном цикле нагружения:

$$[\sigma_H] = \frac{1,5 \sigma_{-1}}{n_1 K_\sigma} K_{pn} \quad - \text{ для нереверсивных передач;}$$

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{-1}}{n_1 K_\sigma} K_{pn} \quad - \text{ для реверсивных передач.}$$

где n_1 – коэффициент запаса прочности по пределу усталости,

K_σ – коэффициент концентрации напряжений у ножки зуба.

K_{pn} – коэффициент режима нагрузки по изгибу, можно принимать его равным 1 для большинства передач (только для очень тихоходных передач он может быть больше единицы).

2.2.11. Особенности расчета косозубых цилиндрических шестерен

Основные виды нагрузок приведены на рис. 2.10. Принципиально расчетные формулы для косозубых шестерен те же, что и для прямозубых, отличие заключается в следующем (табл. 2.1).

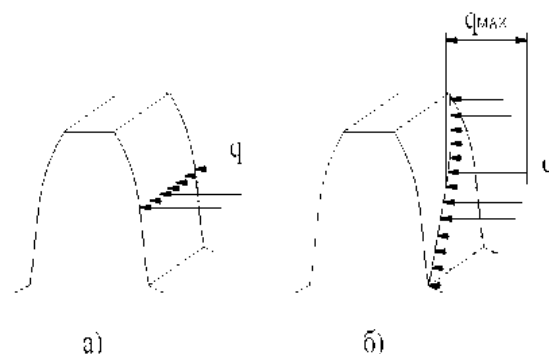


Рис. 2.10. Основные виды нагрузок

Таблица 2.1

Отличие расчетных формул для разного типа шестерен

Оценочный параметр	Прямозубые	Косозубые
Нагрузка на зуб	$P_n = \frac{P}{\cos \alpha}$	$P_n = \frac{P}{\cos \alpha \cos \beta}$
Длина контактных линий	$l_k = \varepsilon b$	$l_k = \frac{\varepsilon b}{\cos \beta}$
Эпюра распределения нагрузки на зуб	Равномерная	Неравномерная
	$q = \text{const}$ (рис. 2.10 а)	$q_{\max}$ – в середине зуба (рис. 2.10 б)

Неравномерность эпюры является положительным фактором, спасая зубья от кромочных давлений при небольшом перекосе ее в зацеплении; она является следствием неравной жесткости головки и ножки зуба.

2.2.12. Особенности расчета конических прямозубых шестерен

Конические шестерни рассчитываются как эквивалентные им цилиндрические.

Окружное усилие определяется по среднему диаметру, расчетным является средний модуль. При определении коэффициента формы зуба принимается эквивалентное число зубьев.

$$Z_n = \frac{Z}{\cos \gamma} \quad (2.31)$$

2.2.13. Коррекция зубьев шестерен

В целях уменьшения габаритов и веса машин желательно у малых шестерен число зубьев делать минимальным, однако этому препятствует подрез ножки зуба, который для эвольвентного двадцатиградусного зацепления имеет место при $Z < 17$ зубьев. Вводя коррекцию (теоретическое исправление профиля), можно уменьшить $Z_{\min}$ до 14 зубьев и даже менее.



Рис. 2.11. Коррекция (теоретическое исправление профиля)

1. Угловая коррекция (фау-коррекция) заключается в смещении профиля зубьев малой шестерни в плюс (от центра) на величину:

$$V = \xi m,$$

где ξ – коэффициент коррекции.

При этом увеличивается на величину V межцентровое расстояние, а также угол зацепления, так как при раздвижке центров раздвигаются соответственно и основные окружности, к которым касательна линия зацепления.

2. Высотная коррекция (фау-нуль-коррекция), при которой профиль зубьев малой шестерни смещается в плюс ($+V$), а профиль зубьев колеса на столько же – в минус ($-V$). При этом межцентровое расстояние и угол зацепления не меняются, изменяются лишь относительная высота головки и ножки зубьев.

Изготовление корригированных шестерен не представляет никаких трудностей.

2.2.14. КПД зубчатых передач

Для закрытых передач в среднем:

- цилиндрических $\eta = 0,98$,
- конических $\eta = 0,97$.

Для открытых передач:

- цилиндрических $\eta = 0,97$,
- конических $\eta = 0,96$.

Эти цифры включают также потери в опорах качения, которые невелики и составляют от 0,25 до 0,5% на опору при надежной смазке.

2.3. Червячные передачи

Относятся к передачам со скрепляющимися осями (рис. 2.12). С положительной стороны червячные передачи характеризуются малыми габаритами, большим передаточным отношением в одной паре и бесшумной работой, однако, вследствие больших потерь мощности на трение в зацеплении, КПД их сравнительно низок и составляет $0,60 + 0,85$ (в среднем $0,7 - 0,8$). Потери мощности на трение вызывают значительное выделение тепла, которое необходимо отводить от стенок корпуса. Это обстоятельство ограничивает мощность практически применяемых передач пределом 10–20 кВт, зато для малых мощностей эти передачи нашли самое широкое применение.

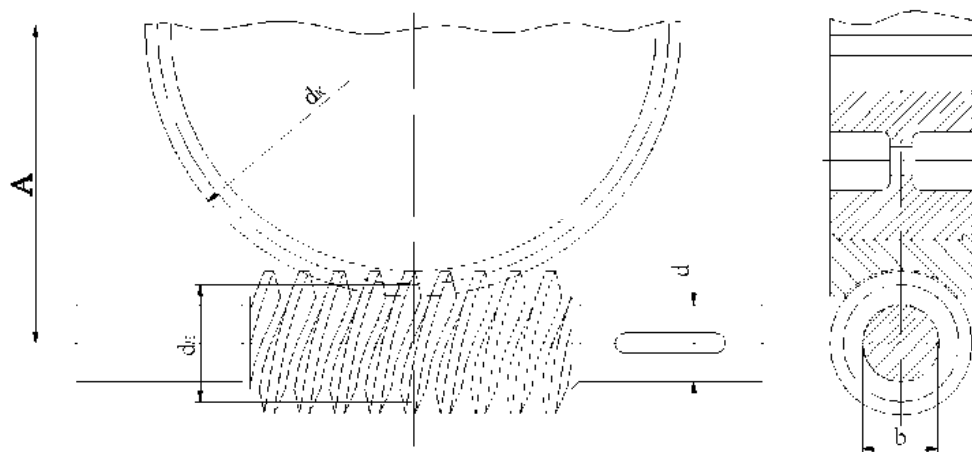


Рис. 2.12. Червячные передачи

Для увеличения КПД передачи:

1) червяк должен иметь твердую, очень чисто обработанную поверхность зубьев (желательна полировка). Материалом для червяков служат высокоуглеродистые – калимые или малоуглеродистые цементованные стали, например, Ст.У-7, У-8, Ст.50 или Ст.20Х, Ст.18ХГТ, Ст.20ХН3А;

2) венец червячного колеса должен быть изготовлен из антифрикционного материала – бронзы;

3) смазка должна быть обильной в закрытом пыленепроницаемом корпусе.

В России стандартизован архимедов червяк, который так называется потому, что в торцевом сечении зуб очерчен архимедовой спиралью. а в осевом – прямой, наклонной под углом зацепления $\alpha = 20^\circ$.

В конвольютном червяке режущий инструмент (или наждачный круг) установлен вдоль оси спирали зуба: это удобно при массовом производстве червяков, так как позволяет производить одновременную шлифовку двух сторон профиля зубьев. Эвольвентные червяки применяются сравнительно редко, в них зуб по боковым поверхностям очерчен эвольвентами.

2.3.1. Геометрическая форма червяков и расчетные зависимости

Основные виды червяков – архимедов, конвольютный и эвольвентный приведены на рис. 2.13.

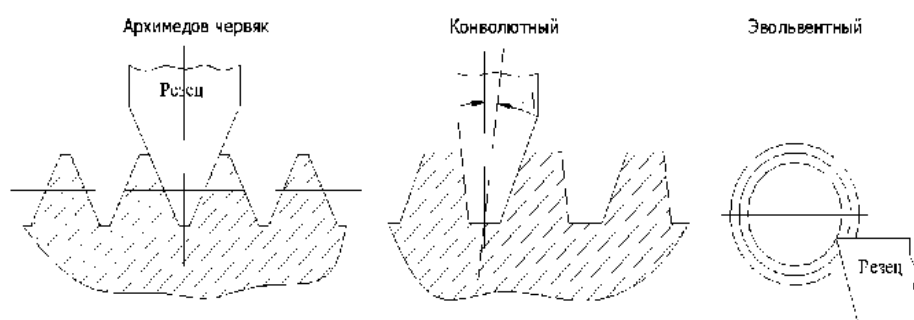


Рис. 2.13. Архимедов червяк

Основные геометрические размеры червячной передачи показаны на рис. 2.14. Здесь применены следующие обозначения:

α_k и α_n – диаметры делительных окружностей колеса и червяка;

t и m – шаг и модуль (осевой);

Z_k Z_n – число зубьев колеса и число заходов червяка;

$Z_n = 1 + 4$, обычно $Z_n = 1 + 2$;

λ – угол спирали зуба червяка;

q_n – относительный диаметр червяка.

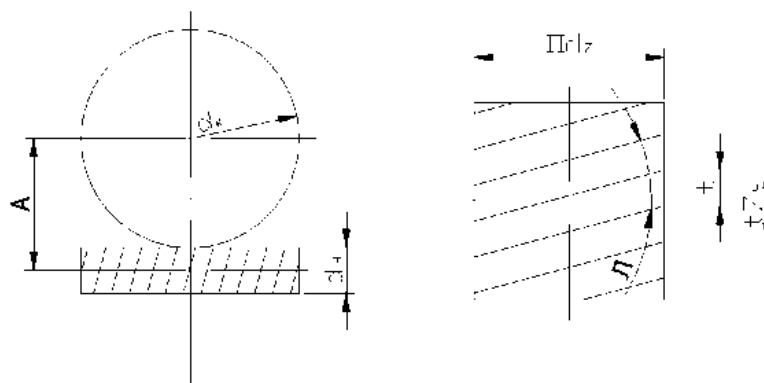


Рис. 2.14. Геометрические размеры червячной передачи

$$q_u = \frac{d_u}{m}; \quad q_u = 8-13. \quad (2.32)$$

Передаточное отношение:

$$i = \frac{n_u}{n_k} = \frac{\omega_u}{\omega_k} = \frac{Z_k}{Z_u} \quad (2.33)$$

Угол наклона спирали нарезки зубьев:

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{tZ_u}{\pi d_u} = \frac{mZ_u}{d_u} = \frac{Z_u}{q_u} \quad (2.34)$$

Диаметры:

$$d_k = mZ_k; \quad d_u = mq_u. \quad (2.35)$$

Межцентровое расстояние:

$$A = \frac{d_k + d_u}{2} = \frac{mZ_k + mq_u}{2} = \frac{m(Z_k + q_u)}{2} \quad (2.36)$$

Размеры зубьев:

$$h_u = m, \quad h_k = 1,2m, \quad S = \frac{t}{2} = \frac{\pi m}{2} \quad (2.37)$$

2.3.2. КПД червячной передачи

Рассматривая червяк как винт с модульной нарезкой, пренебрегая за малостью потерями в опорах качения, на основании ранее выведенной формулы можно написать:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)}, \quad (2.38)$$

где $\rho = \operatorname{arccotg} f$ – угол трения.

1 – очень хорошие условия – $\eta = 0,8-0,85$.

2 – средние условия – $\eta = 0,7-0,8$.

3 – плохие условия (чугунное колесо) – $\eta = 0,6-0,7$.

Из графика функции (рис. 2.15) видно, что теоретически наивыгоднейшим будет угол λ , близкий к 45° , но при таких углах очень велики осевые нагрузки на подшипники колеса, поэтому, учитывая пологость кривых в зоне больших углов, практически принимают рабочую область углов λ в пределах, соответствующих $Z_u = 1+4$.

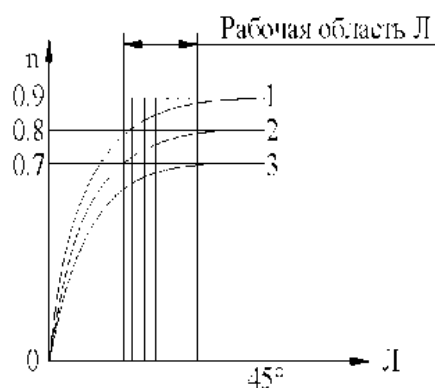


Рис. 2.15. График функции

2.3.3. Силы, действующие в зацеплении червячной передачи

Червячное колесо можно рассматривать как косозубую цилиндрическую шестерню, а схему сил в червячной передаче уподобить схеме сил в косозубых шестернях; отличие заключается лишь в том, что главная нормаль в червячной передаче смещена на угол трения ρ , который достаточно велик и им пренебрегать нельзя.

Окружное усилие для колеса или осевое – для червяка:

$$P = \frac{2M_k}{d_k} \quad (2.39)$$

Осевое усилие для колеса или окружное – для червяка:

$$A = P \operatorname{tg}(\lambda + \rho) \quad (2.40)$$

Радиальное усилие:

$$R = P \operatorname{tg} \alpha_s \quad (2.41)$$

Главная нормаль:

$$P_n = \frac{P}{\cos \alpha \cos(\lambda + \rho)} \quad (2.42)$$

По силам: A , P и R рассчитываются валы и подшипники, сила P_n служит для расчета на прочность зубьев колеса.

Глава 3. ВАЛЫ И ОСИ

Валы передают крутящий момент и обычно воспринимают напряжения изгиба от действующих нормальных к оси сил; в отличие от валов оси крутящего момента не передают, а воспринимают лишь изгиб.

По конструктивной схеме различают валы:

а) с прямой осью;

- б) с ломаной осью (коленчатые);
- в) с криволинейной осью (гибкие).

Форма валов и осей разнообразна и зависит от выполняемых ими функций. Иногда, валы изготавливаются совместно с другими деталями, например, шестернями, кривошипами, эксцентриками.

Гибкие валы изготавливаются многослойной навивкой стальной пружинной проволоки на тонкий центральный стержень. Они сохраняют достаточную гибкость лишь при небольших диаметрах, так как при увеличении диаметра момент инерции сечения, а, следовательно, и жесткость резко возрастают. Поэтому при всех положительных качествах и удобстве привода, такие валы не могут передавать сколько-нибудь значительной мощности и имеют сравнительно узкое применение.

В качестве материалов для валов применяются среднеуглеродистые стали типа Ст. 40, Ст. 45, Ст. 50, Ст. 40Х, Ст.40ХН и др., обычно с термообработкой до средней твердости. Шейки валов, работающие на трение в подшипниках скольжения, должны иметь более твердую поверхность при циклическом изгибе наиболее опасного симметричного цикла, который возникает вследствие того, что вал, вращаясь, поворачивается к действующим изгибающим нагрузкам то одной, то другой стороной. При разработке конструкции вала должно быть обращено самое пристальное внимание на выбор правильной его формы, чтобы избежать концентрации напряжений в местах переходов, причиной которых могут быть усталостные разрушения. С этой целью следует избегать:

- а) резких переходов сечений;
- б) канавок и малых радиусов скруглений;
- в) некруглых отверстий;
- г) грубой обработки поверхности.

Для оценки правильного выбора геометрической формы вала пользуются гидравлической аналогией, которая гласит: «Если контур детали представить как трубу, в которой движется жидкость, то там, где поток турбулентный, возникнет концентрация напряжений».

3.1. Расчет валов на прочность

В начале проектирования известны крутящие моменты, передаваемые валами, но еще нет данных для определения изгибающих моментов, так как не известны плечи нагрузок; поэтому первым этапом является предварительный, а вторым – уточненный расчет.

3.1.1. Предварительный расчет валов

Расчет производится на кручение с уменьшением допускаемых напряжений в 3–4 раза, так как не учитывается действие изгиба.

$$\tau_{\kappa} = \frac{M_{\kappa}}{W_p} = \frac{M_{\kappa}}{0.2d^3} = \left[\frac{\tau}{\sigma} \right] \quad (3.1)$$

$$\left[\frac{\tau}{\sigma} \right] = 0,25 - 0,3$$

Полученный расчетный диаметр:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\kappa}}{0,2 \left[\frac{\tau}{\sigma} \right]}} \quad (3.2)$$

3.1.2. Уточненный расчет валов

Расчет производится на совместное действие изгиба и кручения; нормальные от изгиба и касательные от кручения напряжения суммируются обычно по III (а иногда по IV) теории прочности.

Эпюры изгибающих моментов строятся отдельно в вертикальной (Y) и горизонтальной (Z) плоскостях. Все силы разлагаются на составляющие, действующие в этих плоскостях. Результирующая эпюра изгибающих моментов (рис. 3.1) получается векторным суммированием моментов, действующих в плоскости (Y) и (Z).

Рассмотрим расчет вала на примере червяка.

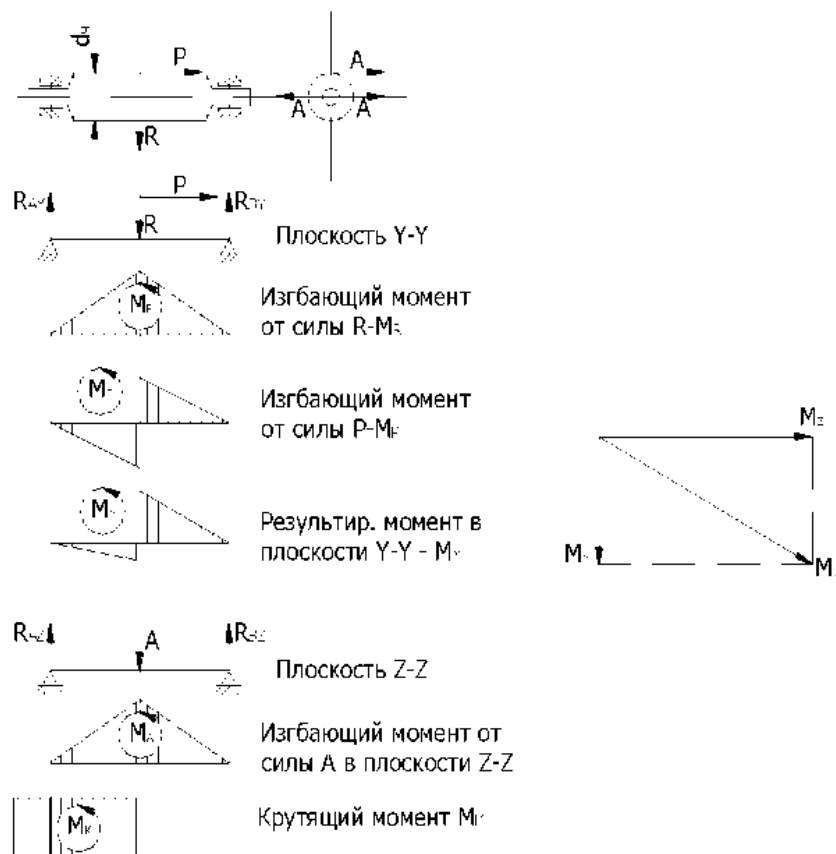


Рис. 3.1. Результирующая эпюра изгибающих моментов

Расчетный момент:

$$M_p = \sqrt{M_u^2 + M_k^2} \quad (3.3)$$

Расчетное напряжение определяется по известному выражению:

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W} = \frac{M_p}{0,1d^3} \leq [\sigma] \quad (3.4)$$

Диаметр в опасном сечении:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_p}{0,1[\sigma]}} \quad (3.5)$$

Размер d нужно увеличить на глубину шпоночного паза, а если вал шлицевой, то – на двойную высоту шлицов.

3.1.3. Определение допускаемых напряжений изгиба в валах

Так как валы работают на циклический изгиб, то критерием прочности для них служит предел усталости (выносливости) материала при симметричном цикле. Существуют различные методики определения допускаемых напряжений или запаса прочности в валах. Здесь рекомендуется хорошо себя оправдавший метод, применяющийся также при расчете шестерен на усталостный изгиб зубьев.

$$[\sigma] = \frac{\varepsilon \sigma_{-1}}{n_1 K_\sigma}, \quad (3.6)$$

где n_1 – запас прочности по пределу усталости;

K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений;

ε – масштабный фактор, то есть коэффициент, показывающий, насколько материал в данном сечении вала слабее материала испытываемого образца.

Величины ε , σ_{-1} , n_1 , K_σ – определяются по таблицам справочников.

3.1.4. Расчет валов на жесткость

В некоторых случаях прочный вал не удовлетворяет требованиям жесткости – деформации изгиба или кручения превышают допустимые нормы. В частности, большой прогиб валов может приводить к перекосу зубьев шестерен в зацеплении и, следовательно, повышенному их износу. Определение прогибов валов производится по известным формулам курса «Сопротивление материалов». Сначала определяется максимальный прогиб в плоскости (Y) – f_y , затем в плоскости (Z) –

f_z , после чего эти прогибы векторно суммируются и сравниваются с допустимым.

$$f = \sqrt{f_y^2 + f_z^2} \leq [f] \quad (3.7)$$

Максимальный угол закручивания определяется также по формулам курса «Сопротивление материалов».

$$\varphi = \frac{Ml}{GJ_p} \leq [\varphi] \quad (3.8)$$

Допускаемый угол закрутки в градусах на метр длины можно принимать равным:

$$[\varphi] = \left(\frac{1}{4} - \frac{1}{3} \right)^0 \quad (3.9)$$

Глава 4. ПОДШИПНИКИ

Подшипники служат опорами для вращающихся валов. Они разделяются на две основные группы:

- а) подшипники скольжения,
- б) подшипники качения.

Подшипники качения следует применять везде, где это возможно, так как они обладают следующими крупными достоинствами.

- а) низким относительным коэффициентом трения;
- б) малой чувствительностью к недостатку смазки;
- в) комплектной взаимозаменяемостью в мировом масштабе;
- г) относительной дешевизной, благодаря массовому характеру производства.

К недостаткам подшипников качения можно отнести:

- а) слабую сопротивляемость ударной нагрузке;
- б) невозможность работы на сверхвысоких скоростях (свыше 50000 об/мин), вследствие прогрессивного возрастания центробежных сил инерции;
- в) плохую работу в загрязненной среде.

Подшипники скольжения следует применять там, где нельзя применить подшипники качения, а именно:

- а) когда подшипник должен быть разъемным по оси (например, подшипники средних шеек коленчатого вала);
- б) для очень больших нагрузок, когда подходящих стандартных подшипников качения подобрать нельзя;
- в) для сверхбыстроходных валов, где центробежные силы инерции не допускают применения подшипников качения;

г) для работы в сильно загрязненной среде или воде.

Распространенное мнение, что подшипники скольжения дешевле подшипников качения, глубоко ошибочно.

4.1. Основы гидродинамической теории смазки

Виды трения:

1. Сухое трение – без смазки.
2. Полужидкостное трение, когда имеет место лишь частичное касание вала и подшипника.
3. Жидкостное трение – только между молекулярными слоями жидкости, когда металлические поверхности вала и подшипника не касаются одна другой.

Все виды трения существуют реально и используются практически.

Сухое трение применяется там, где трущиеся поверхности нельзя защитить от попадания грязи, пыли и абразива, (например, шарниры гусениц, оси подвесок гусеничных машин и проч.). В этих случаях подшипники без смазки имеют меньший износ.

Жидкостное трение – это идеальный расчетный вид трения, на который должны быть ориентированы все подшипники при установившемся режиме работы.

Полужидкостное трение имеет место при неустановившемся режиме (трогании с места, торможении, резких толчках и ударах). Основы теории смазки при жидкостном трении впервые разработаны русским ученым профессором Петровым. Он установил, что поток движущейся жидкости, взаимодействуя с наклонной пластиной, образует масляный клин и создает подъемную силу, величина которой пропорциональна скорости и вязкости жидкости и обратно пропорциональна квадрату минимального зазора. В подшипнике, при смещении вала под действием нагрузки на величину эксцентриситета, также образуется изогнутый масляный клин и возникает подъемная сила, которая при жидкостном трении уравнивает реакцию опоры, и вал вращается, не касаясь подшипников.

4.2. Подшипники скольжения

4.2.1. Расчет подшипников скольжения на основе гидродинамической теории трения

Уравнение жидкостного трения имеет вид:

$$\overline{P} = \overline{R} \quad (4.1)$$

Обозначим: $\Delta = D - d$ – абсолютный диаметральный зазор;

$\delta = \frac{D - d}{2}$ – абсолютный радиальный зазор;

$\varepsilon = \delta - K_{\min}$ – абсолютный эксцентриситет;

$\psi = \frac{\Delta}{D}$ – относительный диаметральный зазор.

Можно принимать в среднем $\psi = 0,001$;

$\chi = \frac{\varepsilon}{\delta} = 1 - \frac{h_{\min}}{\delta}$ – относительный эксцентриситет;

$h_{\min}$ – минимальный зазор $h_{\min} = 2(H_a + H_n)$

H_a и H_n – высота гребешков – следов механической обработки для вала и подшипника (по ГОСТ).

Величина подъемной силы выражается уравнением:

$$P = \frac{K d l n \mu C_R}{\psi^2} \quad (4.2)$$

где d и l – диаметр и длина шейки вала;

n – число оборотов в минуту вала;

μ – абсолютная вязкость смазывающей жидкости;

C_R – табличный коэффициент

$$C_R = f\left(\chi : \frac{l}{d}\right)$$

в среднем $\frac{l}{d} = 0,8 + 1,$

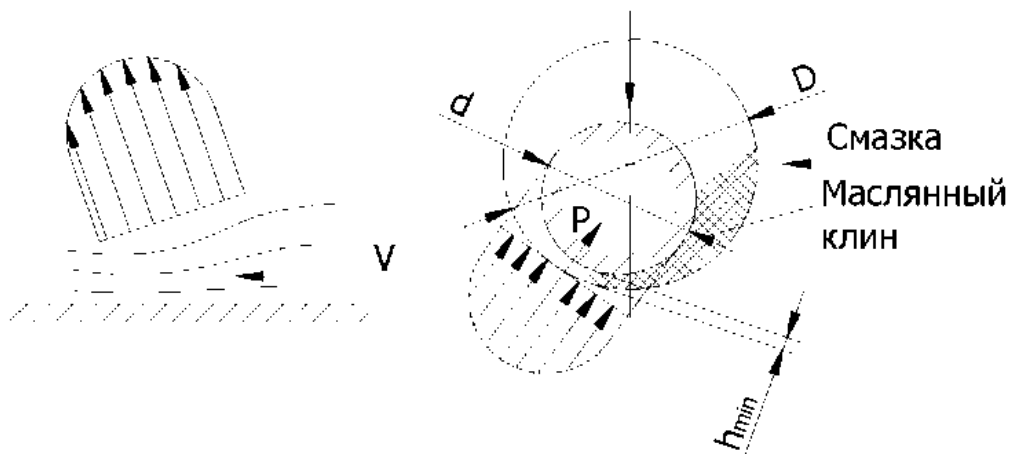


Рис. 4.1. Способ определения размеров опорной поверхности подшипника

Пользуясь этим уравнением, можно определить размеры опорной поверхности подшипника, либо по данным размерам и скорости подобрать вязкость, а следовательно, и сорт смазки. Следует заметить, что подъемная сила, обеспечивающая состояние жидкостного трения, возрастает обратно пропорционально квадрату относительного зазора, который, в свою очередь, определяется чистотой обработки шейки вала и подшипника. Поэтому для обеспечения надежной работы подшипников при жидкостном трении необходима приработка, то есть сглаживание гребешков на опорной поверхности вала и подшипника. Приработка новых и отремонтированных машин производится на режиме пониженной нагрузки. Во всех руководствах и инструкциях обязательно должен быть указан режим и время обкатки и приработки.

4.2.2. Смазочные материалы

В настоящее время для смазки машин применяются в основном лишь минеральные масла – продукты перегонки нефти. Из растительных может применяться только касторовое масло, обладающее очень деталями, например, для смазки листовых рессор. Высокими смазывающими свойствами; другие растительные масла окисляются и для смазки не годятся. Смазочные материалы разделяются на жидкие, консистентные и твердые. Желательно применять, по возможности, жидкие масла со смазкой окунанием в масляную ванну. При весьма высоких угловых скоростях вращения деталей (свыше 5000 об/мин) применяют подачу жидкой смазки форсунками под давлением, так как при таких скоростях начинают сильно возрастать гидравлические потери на взбалтывание масла. Консистентную смазку применяют в отдельных точках, где нельзя организовать масляную ванну. Количество точек смазки в машинах должно быть минимальным, иначе усложняется их техническое обслуживание. Твердые смазки содержат графит и применяются при очень больших давлениях и малых скоростях относительного перемещения смазываемых

Основной характеристикой жидких смазок, которая определяет их применение, является вязкость. Различают абсолютную или динамическую вязкость, которая выражает сопротивление сдвигу молекулярных слоев жидкости и относительную или кинематическую вязкость, которая характеризуется временем истечения жидкости через калиброванное отверстие при определенной температуре (50 или 100°C).

$$\mu = \gamma \nu, \quad (4.3)$$

где γ – удельный вес масла, который можно принимать равным 0,9;

μ – абсолютная вязкость в сантипаузах (СПЗ);

ν – относительная вязкость в сантистоксах (ССТ).

Вязкость масел очень сильно изменяется с изменением температуры: с повышением температуры масло становится жидким и теряет смазывающие свойства, а с понижением – оно сильно густеет, создавая дополнительные сопротивления вращению и затрудняя пуск машин. Оптимальной можно считать температуру масла 50–70°C. При более высоких температурах масла должны содержать специальные присадки.

Все сорта масел нормализованы по ГОСТ, различаются по назначению.

К маслам универсального назначения относятся так называемые индустриальные масла разных марок. Например, индустриальное масло – 50 (вязкость 50 сст при 50°C).

Широкое распространение получили автотракторные масла: авто-лы, дизельные, нигролы, гипoidные. Первые два сорта масла – для смазки двигателей, вторые – для трансмиссий.

Авиамасла подобны автотракторным, но отличаются лучшим качеством очистки.

Кроме того, широко применяются другие типы масел: турбинные, веретенные, сепараторные. Общее соображение по применению масел вытекает из гидродинамической теории смазки: чем выше скорости, тем меньше должна быть вязкость масла: при сверхвысоких скоростях даже воздух является смазкой и создает жидкостное трение.

4.2.3. Антифрикционные материалы

Это материалы и сплавы, обладающие низким коэффициентом трения в паре со стальным валом. К ним предъявляются, кроме того, следующие требования:

- а) хорошая прирабатываемость;
- б) способность удерживать масляную пленку, которая должна как бы прилипать к поверхности;
- в) хороший отвод тепла;
- г) достаточная механическая прочность.

Всеми этими качествами не обладает ни один из антифрикционных материалов. Например:

Баббиты – оловянистые сплавы – не обладают свойством (г), однако их наплавляют на стальной, бронзовый или чугунный вкладыш, что и решает вопрос прочности.

Бронзы оловянистые и свинцовистые слабо обладают свойством (а).

Сплавы на алюминиевой основе слабо обладают свойством (г).

Антифрикционные чугуны вообще обладают недостаточными антифрикционными свойствами и могут применяться лишь при малых удельных давлениях и скоростях.

Неметаллические материалы (пластмассы) имеют довольно высокое значение коэффициента трения и не обладают свойством (в).

4.2.4. Конструктивные типы подшипников скольжения

Простейшие подшипники скольжения имеют неразъемный корпус обычно с бронзовой втулкой; более сложные подшипники имеют разъем вдоль оси как корпуса, так и вкладышей. Вкладыши делаются стальными или чугунными с наплавкой антифрикционного сплава или бронзовые. В зоне разъема вкладышей имеются так называемые холодильники – смкости для масла, а на поверхности контакта с шайкой вала нарезаются неглубокие масляные канавки. Конструкции подшипников разнообразны, с ними необходимо ознакомиться по учебнику.

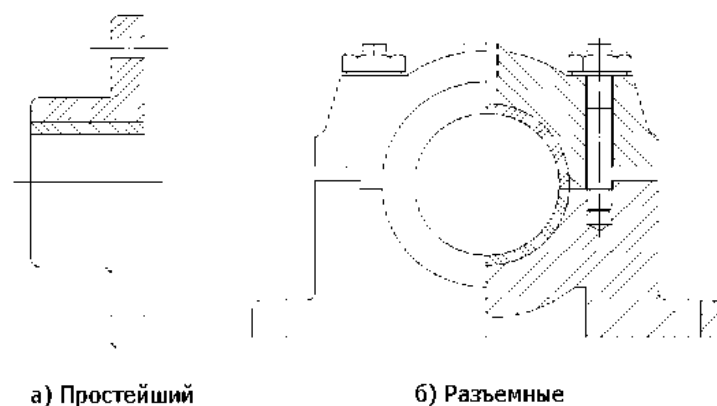


Рис. 4.2. Конструкции подшипников

4.2.5. Условный расчет подшипников скольжения

Этот расчет непосредственно не отражает наличие жидкостного трения, но, благодаря своей простоте и большому накопленному опыту по допускаемым величинам, достаточно широко применяется в машиностроении.

а) расчет на удельное давление:

$$p = \frac{R}{ld} \leq [p] \quad (4.4)$$

б) на удельную мощность трения:

$$pV = p \frac{\pi d n}{60} \leq [pV] \quad (4.5)$$

Для ответственных и быстроходных подшипников желательно производить проверку по гидродинамической теории.

4.3. Подшипники качения

4.3.1. Классификация и область применения подшипников качения

1. Шариковый радиальный – самый массовый, распространенный и дешевый тип. Воспринимает радиальные и небольшие осевые нагрузки (до 70% от неиспользованной радиальной). Применять следует везде, где это возможно.

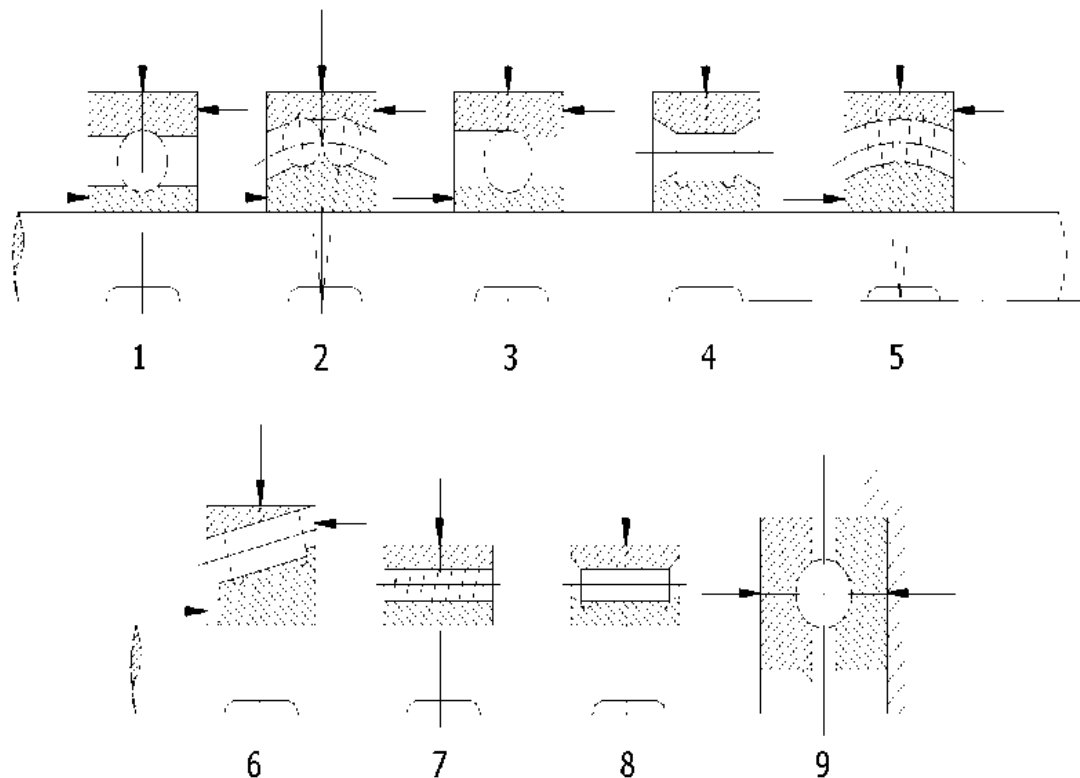


Рис. 4.3. Классификация и область применения подшипников качения

2. Шариковый сферический – самоустанавливающийся тип. Воспринимает радиальные и незначительные осевые нагрузки (до 20% от неиспользованной радиальной). Применяется там, где оси опор смежны или при гибких длинных валах, имеющих большой прогиб.

3. Шариковый радиально-упорный. Воспринимает радиальные и значительные осевые нагрузки. Имеет глубокие канавки; разъемный – устанавливается попарно. Применяется там, где осевые нагрузки сравнительно велики.

4. Роликовый цилиндрический – воспринимает только радиальные, но, благодаря линейному контакту, большие по величине нагрузки. Применяется там, где нет осевых нагрузок.

5. Роликовый сферический – воспринимает очень большие радиальные и довольно большие осевые нагрузки. Самоустанавливающийся тип. Применяется там же, где тип (2), но при больших нагрузках.

6. Роликовый конический – воспринимает большие радиальные и большие осевые нагрузки, универсальный, разъемный тип подшипника. Рекомендуется, в частности, для конических зубчатых передач. Устанавливается попарно, при износе регулируется осевой зазор, для чего под фланцами крышек предусматривается набор регулировочных прокладок или устанавливаются регулировочные гайки.

7. Роликовый с витыми роликами (тип ХАЯТ) – воспринимает только радиальные нагрузки, хорошо сопротивляется удару благодаря упругим роликам, изготовленным из плотно навитой проволоки прямоугольного сечения. Не обладает высокой точностью, поэтому применяется для тихоходных валов грубой центровки.

8. Игольчатой – воспринимает только радиальные нагрузки. Отличается очень малыми радиальными габаритами, может работать без одной обоймы или вообще без обойм, не имеет сепаратора, иголки укладываются вплотную одна к другой. Предельное число оборотов меньше, чем у других подшипников.

9. Шариковый упорный – воспринимает только осевые нагрузки. Устанавливается в паре с другим подшипником, воспринимающим радиальную нагрузку.

4.3.2. Материал и термообработка подшипников качения

Обоймы (кольца) подшипников и тела качения изготавливаются из высокохромистой и высокоуглеродистой стали типа ШХ-15 с закалкой до весьма высокой твердости $HRC = 50-66$. Сталь этого типа после закалки приобретает очень высокие механические свойства, не становясь при этом хрупкой.

4.3.3. Точность изготовления и посадки подшипников качения

Кольца и тела качения изготавливаются по 1-му классу точности и выше. Обычные подшипники имеют нормальную точность – II (знак не выбивается); для повышенных и высоких скоростей применяются более высокие точности изготовления: II – повышенная, B – высокая, C – сверхвысокая (знак выбивается на торцах колец). Стоимость высокоточных подшипников намного превосходит стоимость нормальных.

Для установки подшипников на шейках валов и в корпусе применяются посадки промежуточного типа:

- если вращается вал, то на валу – H_n или II_n , а в корпусе – C_n ;
- если вращается корпус, а вал (ось) неподвижен, то на валу – C_n , а в корпусе – II_n или II_n .

Подшипниковые посадки второго класса точности: H_n , h_n , c_n отличаются от нормальных посадок H , h , c суженным полем допуска.

Более тугие посадки затрудняют монтаж и демонтаж подшипников и могут служить причиной защемления тел качения, поэтому не могут быть рекомендованы; более свободные посадки не обеспечивают удержания от вращения подшипниковых колец.

4.3.4. Система обозначения подшипников качения

На один и тот же диаметр шейки вала предусматривается несколько серий подшипников, которые отличаются размерами колец и тел качения и соответственно величиной воспринимаемых нагрузок.

В пределах каждой серии подшипники равных типов взаимозаменяемы в мировом масштабе. В стандартах указываются: номер подшипника, размеры, вес, предельное число оборотов, статическая нагрузка и коэффициент работоспособности.

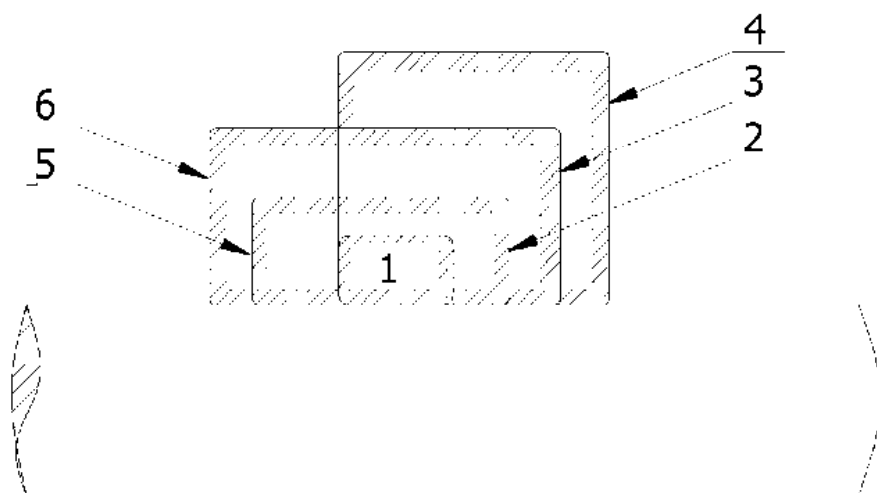


Рис. 4.4. Серии: 1. Особо легкая. 2. Легкая. 3. Средняя. 4. Тяжелая. 5. Легкая широкая. 6. Средняя широкая

Две крайние цифры номера справа, умноженные на пять, выражают диаметр шейки вала d в мм; третья цифра справа выражает номер серии; четвертая цифра справа выражает тип подшипника, так: отсутствие цифры (нуль) – шариковый радиальный, единица – шариковый сферический, два – роликовый цилиндрический, семь – роликовый конический.

Пятая и другие цифры справа, если они есть, означают конструктивные особенности данного типа.

4.3.5. Распределение нагрузки на тела качения подшипника

Задача распределения нагрузки на тела качения статически неопределимая и решается на основе совместности деформации системы:

$$\bar{R} = \bar{P}_0 + 2\bar{P}_1 + 2\bar{P}_2 + \dots + 2\bar{P}_n$$

Для шарикоподшипника:

$$P_1 = P_0 \cos^{\frac{3}{2}} \gamma$$

$$P_2 = P_0 \cos^{\frac{3}{2}} 2\gamma$$

$$P_n = P_0 \cos^{\frac{3}{2}} n\gamma$$

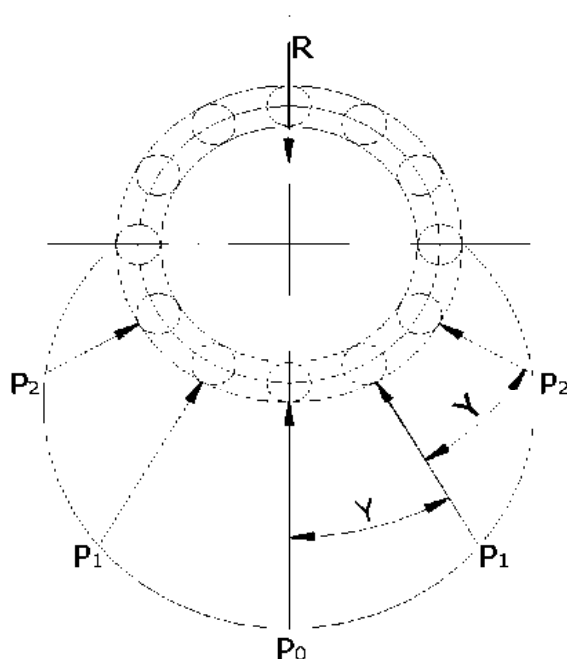


Рис. 4.5. Распределение нагрузки на тела качения подшипника

Для роликоподшипника:

$$P_1 = P_0 \cos \gamma$$

$$P_2 = P_0 \cos 2\gamma$$

.....

$$P_n = P_0 \cos n\gamma$$

Из вышеприведенных соображений можно сделать выводы:

1. Нагрузку воспринимают только нижние тела качения, а верхние и боковые – не воспринимают.
2. Наибольшая нагрузка приходится на центральный шарик или ролик: решение задачи показывает, что он несет нагрузку в 4–6 раз

большую среднюю, которая имела бы место, если бы все тела качения воспринимали нагрузку поровну.

4.3.6. Особенности кинематики подшипников качения

Подшипники можно рассматривать как планетарный ряд с двумя вариантами привода:

- 1) вращается внутреннее кольцо,
- 2) вращается наружное кольцо.

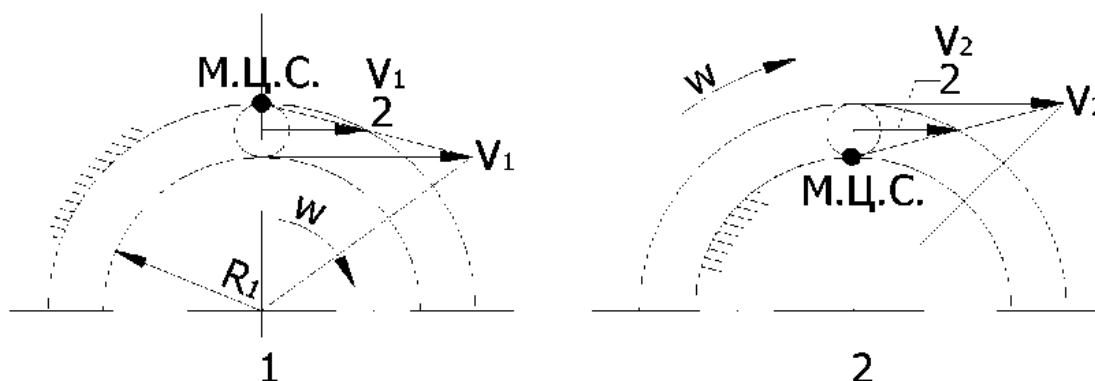


Рис. 4.6. Особенности кинематики подшипников качения

Мгновенный центр скоростей (МЦС) лежит в точке контакта тела качения с неподвижным кольцом. построение планов скоростей показывает, что при равных угловых скоростях – ω : $\frac{V_2}{2} > \frac{V_1}{2}$, так как

$$V_2 = \omega R_2; V_1 = \omega R_1; R_2 > R_1.$$

Это значит, что скорость центра тела качения (сепаратора), а, следовательно, и угловые скорости вращения тел качения во втором случае больше, чем в первом, а, следовательно, больше и износ всех элементов подшипника. Это обстоятельство в расчетной формуле для подшипников качения учитывается особым коэффициентом.

4.3.7. Расчет (подбор) подшипников качения

Статический расчет выполняется только для подшипников, делающих меньше одного оборота, например, подшипников поворотных кранов, грузоподъемных крюков и пр.

$$Q < Q_{ст} \quad (4.6)$$

где Q – реакция опоры;

$Q_{ст}$ – допускаемая статическая нагрузка на подшипник по таблицам ГОСТ.

Основным расчетом является расчет на долговечность.
Приведенная нагрузка определяется по выражению:

$$Q = K_k R + mA \quad (4.7)$$

где R – радиальная нагрузка на опору;

A – осевая нагрузка;

K_k – коэффициент, зависящий от того, какое кольцо вращается: если внутреннее – $K_k = 1$;

m – табличный коэффициент, характеризующий способность данного типа подшипника воспринимать осевую нагрузку.

Расчетное уравнение имеет вид:

$$C = Q \left(\frac{h}{h_0} \right)^{\frac{1}{3}} K_\sigma K_T, \quad (4.8)$$

где n – число оборотов в минуту;

h – долговечность подшипника в часах;

K_σ – табличный коэффициент, зависящий от динамичности нагрузки (спокойная, со слабыми толчками, ударная);

K_m – табличный температурный коэффициент при $t < 100^\circ\text{C}$ $K_m = 1$.

При переменной нагрузке, которая задается усредненным графиком (рис. 4.7), определяется эквивалентная нагрузка:

$$Q_{\text{экв}} = \sum \left(Q_i^{3,33} \frac{n_i h_i}{n h} \right)^{0,3} \quad (4.9)$$

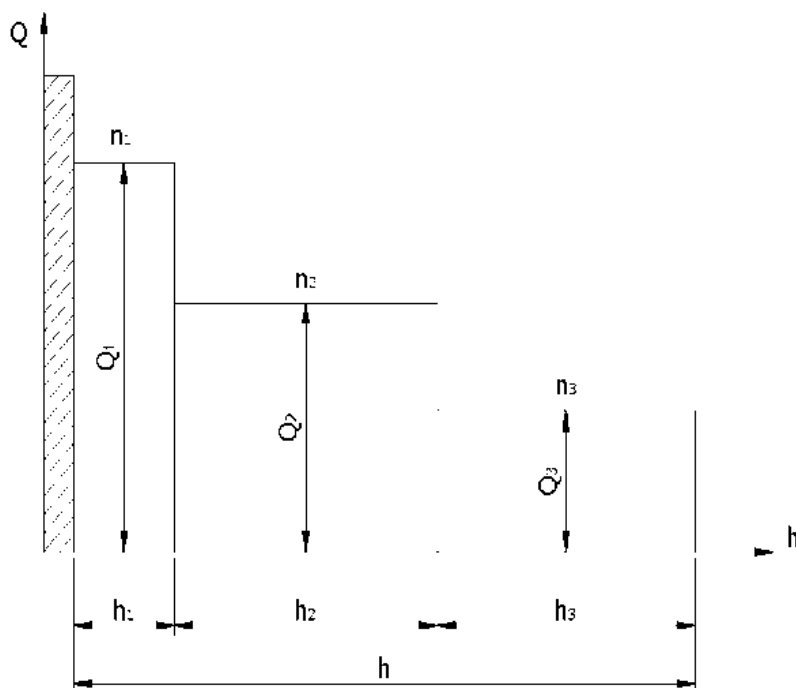


Рис. 4.7. Усредненный график

Например, для графика, указанного на рис. 4.7:

$$Q_{\text{экв}} = \left(Q_1^{3,33} \frac{n_1}{n_{\text{max}}} \frac{h_1}{h} + Q_2^{3,33} \frac{n_2}{n_{\text{max}}} \frac{h_2}{h} + Q_3^{3,33} \frac{n_3}{n_{\text{max}}} \frac{h_3}{h} \right)^{0,3},$$

где Q_i, n_i, h_i – нагрузка, число оборотов и долговечность на i -ой ступени графика.

Центробежные силы инерции, действующие в подшипниках качения, определяются известным уравнением $J_y = mR\omega^2$. При малых и средних угловых скоростях они не очень велики, но сильно возрастают при высоких и сверхвысоких угловых скоростях, становясь главными нагрузками, которые и определяют предельное число оборотов подшипников этого типа.

Центробежные силы инерции, действующие в подшипниках качения, определяются известным уравнением $J_y = mR\omega^2$. При малых и средних угловых скоростях они не очень велики, но сильно возрастают при высоких и сверхвысоких угловых скоростях, становясь главными нагрузками, которые и определяют предельное число оборотов подшипников этого типа.

Для упорных шариковых подшипников центробежные силы составляют большую опасность, чем для других типов, способствуя износу сепараторов.

Глава 5. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Служат для передачи вращения между двумя шкивами при помощи гибкой связи – ремня.

К достоинствам ременных передач относятся:

а) возможность пробуксовки ремня при ударах нагрузки, что спасает звенья механизмов от поломок;

б) бесшумная работа на высоких и сверхвысоких скоростях;

в) простота конструкции передачи.

К недостаткам можно отнести:

1) большие габариты передачи;

2) нестабильное передаточное отношение в связи со скольжением ремня.

5.1. Конструктивные типы ремней

Ремни подразделяются на два основных вида: плоские и клиновые.

Плоские ремни бывают:

а) кожаные – лучший тип ремней;

б) прорезиненные – основной наиболее распространенный тип;

в) текстильные тканые – шерстяные, хлопчатобумажные и из синтетических материалов. Эти ремни чаще всего цельнотканые без сшивки.

Клиновые ремни стандартизованы по сечению и длине, не имеют сшивки и состоят из центрального армирующего слоя, окруженного резиновым сердечником в форме трапеции, который защищен снаружи слоями прорезиненной ленты. Эти ремни работают боковыми гранями, угол между которыми составляет около 40° , поэтому трапециевидные канавки на шкивах должны обеспечить значительный радиальный зазор между ремнем и дном канавки. Число ремней на шкиве колеблется от 1 до 8, но обычно от 1 до 4. По размеру сечения таблицами ГОСТ предусматриваются следующие типы ремней: *О, А, Б, В, Г, Д, Е*. Для каждого типа (сечения ремня) в таблицах указываются: размеры сечения, площадь сечения, длина, минимальный диаметр шкива, допускаемая нагрузка и вес. Кроме ГОСТа существует еще, отличающийся от него, сортамент ремней для автотракторной промышленности.

5.2. Сравнение плоских и клиновых ремней по тяговой способности

Основные типы ремней приведены на рис. 5.1.

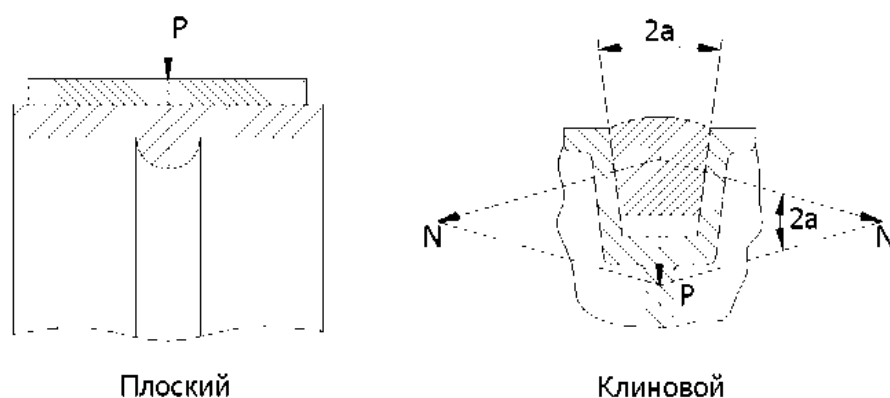


Рис. 5.1. Основные типы ремней

Сила трения на поверхности плоского ремня:

$$F_n = Pf.$$

То же на поверхностях трения клинового ремня:

$$F_k = 2Nf = \frac{Pf}{\sin \alpha}$$

при $\alpha=20^\circ$, $\sin \alpha=0,34$, $F_k \approx 3Pf$.

Теоретически тяговая способность клинового ремня при том же усилии натяжения в 3 раза больше, чем у плоского.

Однако относительная прочность клинового ремня по сравнению с плоским несколько меньше (в нем меньше слоев армирующей ткани), поэтому практически тяговая способность клинового ремня приблизительно в два раза выше, чем у плоского. Это свидетельство в пользу клиновых ремней послужило основанием для их широкого распространения, в особенности в последнее время.

5.3. Устройства для натяжения ремня

Чтобы ременная передача могла передавать полезное окружное усилие, ремень должен быть натянут расчетным усилием S_0 . Для натяжения ремней применяются следующие способы:

- 1) натяжение приводным мотором при помощи винтовых устройств;
- 2) натяжение натяжным шкивом при помощи постоянного усилия, создаваемого пружиной, или грузом противовеса;
- 3) упругое натяжение за счет укороченной против расчетной длины ремня.

Последний способ не дает стабильного натяжения, поэтому применяется теперь редко.

5.4. Расчетные геометрические зависимости в ременной передаче

Типовая схема ременной передачи приведена на рис. 5.2.

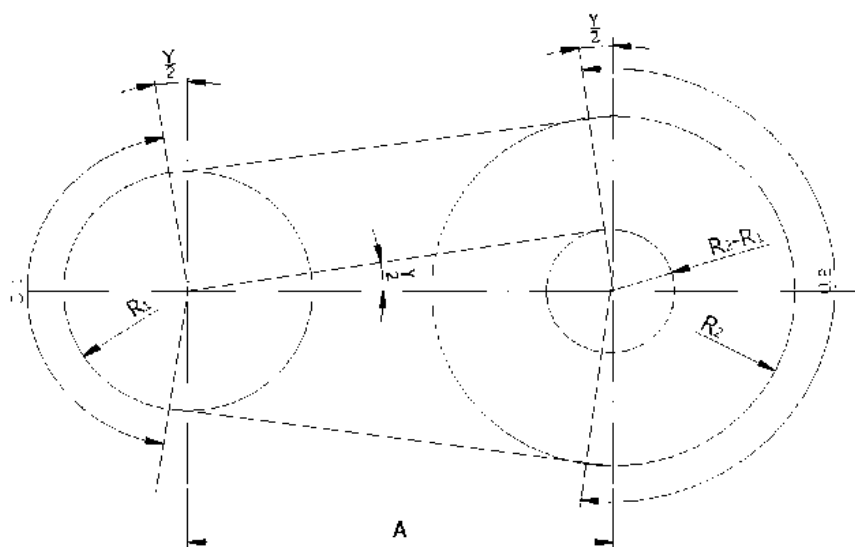


Рис. 5.2. Типовая схема ременной передачи

Свободная теоретическая длина ремня определена по известному выражению:

$$L = \frac{2A}{\cos \frac{\gamma}{2}} + \frac{R_1 \alpha_1 + R_2 \alpha_2}{57,3}$$

Диаметр малого шкива по опытной формуле Саверина:

$$D_1 = 1000 \sqrt[3]{\frac{N}{n}},$$

где N – мощность в кВт;

n – число оборотов в минуту.

$D_2 = D_1 i$, уточненно $D_2 = D_1 i(1 - \xi)$, где ξ – коэффициент упругого скольжения ремня. Диаметры шкивов округляются до ближайшего значения по ГОСТ.

Здесь α_1, α_2 – углы обхвата;

R_1, R_2 – радиусы шкивов;

A – межцентровое расстояние;

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{R_2 - R_1}{A}$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - \gamma; \quad \alpha_2 = 180^\circ + \gamma$$

5.5. Упругое скольжение ремня

Натяжение в ветвях ремня показано на рис. 5.3.

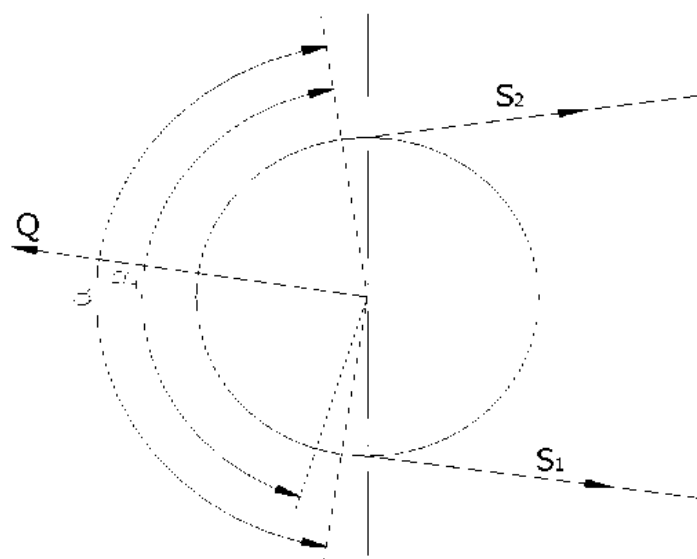


Рис. 5.3. Натяжение в ветвях ремня

По формуле Эйлера для трения гибких тел натяжение набегающей ветви ремня S_1 больше, чем натяжение сбегаящей S_2 :

$$S_1 = S_2 l^{f\beta},$$

где α – угол обхвата ремня;

β – угол упругого скольжения ремня;

f – коэффициент трения ремня по шкиву;

l – основание натуральных логарифмов.

Так как натяжение ветвей ремня неодинаково, то и относительное удлинение их по закону Гука также будет неодинаковым. На дуге β эти удлинения выравниваются, что может иметь место лишь при условии упругого скольжения ремня, величина дуги β зависит от передаваемой нагрузки. Если нагрузку все время увеличивать, то в пределе дуга достигнет дуги α . Физически это будет соответствовать полному буксованию ремня, что совершенно недопустимо. Относительное удлинение ветвей ремня:

$$\varepsilon_1 = \frac{S_1}{EF}; \quad \varepsilon_2 = \frac{S_2}{EF}.$$

Относительное упругое скольжения ремня:

$$\xi = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = \frac{S_1 - S_2}{EF}.$$

Упругое скольжение ремня под нагрузкой вполне закономерно, оно обычно не превышает 0,02 (2%); если передачу перегрузить, то упругое скольжение переходит в недопустимое буксование.

5.6. Силы, действующие в ременной передаче

1. Окружное усилие $P = \frac{2M_k}{2}$.
2. Усилие предварительного натяжения ветвей ремня – S_0 .
3. Усилие натяжения ветвей ремня в работе. На основе равновесия гибкой нити:

$$S_1 - S_2 = P.$$

Теорема Понселе: Сумма усилий натяжения ветвей ремня в состоянии покоя и движения под нагрузкой есть величина постоянная:

$$S_1 + S_2 = 2S_0$$

Следствие теоремы Понселе: При переходе от состояния покоя к состоянию работы под нагрузкой усилие набегающей ветви увеличивается на величину половины окружного усилия, усилие сбегаящей – на столько же уменьшается.

$$\begin{aligned} S_1 + S_2 &= 2S_0 \\ \frac{S_1 - S_2 - P}{2S_1} &= 2S_0 + P \end{aligned}$$

$$S_1 = S_0 + \frac{P}{2}; \quad S_2 = S_0 - \frac{P}{2}$$

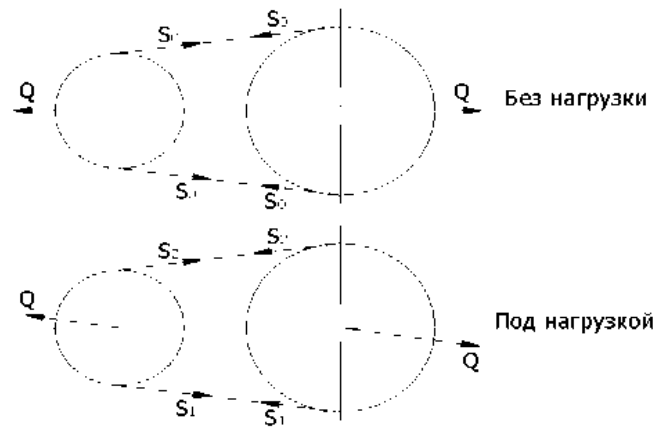


Рис. 5.4. Силы, действующие в ременной передаче

4. Нагрузка на валы и подшипники:

$$Q = S_1 + S_2; \quad Q = S_0 \sin \frac{\alpha}{2}.$$

5.7. Коэффициент тяги и кривые скольжения ремня

Коэффициентом тяги называется отношение полезного окружного усилия к полному усилию натяжения ветвей ремня.

По физическому смыслу коэффициент тяги характеризует степень загрузки передачи:

$$\varphi = \frac{P}{2S_0} = \frac{P}{S_1 + S_2}$$

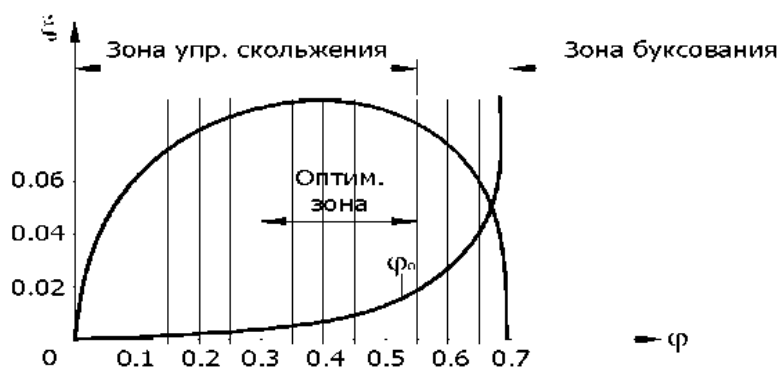


Рис. 5.5. Степень загрузки передачи

Зависимость между коэффициентом тяги и коэффициентом упругого скольжения ремня, выраженная графически, носит название кривых: скольжения ремня. Эти кривые для различные типов ремней строятся опытным путем на установках, где рост нагрузки сравнивается с относительным скольжением ремня. До критического значения σ_0 зависимость линейная, что соответствует упругому скольжению ремня; за критической точкой начинается нелинейная зависимость, соответствующая буксованию ремня. Оптимальный режим работы ремня при высшем значении КПД близок к критической точке, но должен находиться в зоне упругого скольжения. На основании кривых скольжения определяются допускаемые напряжения в ремне.

5.8. Напряжения в ремне и их круговая эпюра

1) Напряжение от окружного усилия:

$$K = \frac{P}{F}$$

Для плоских ремней площадь сечения ремня

$$F = b\delta$$

где b – ширина, δ – толщина ремня.

Для клиновых ремней F определяется по таблицам ГОСТа.

2) напряжение от предварительного натяжения ремня:

$$\sigma_0 = \frac{S_0}{F}$$

3) напряжение от усилий натяжения ремня:

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{F}; \quad \sigma_2 = \frac{S_2}{F}.$$

4) напряжение от действия центробежных сил: Рассматривая сумму проекций сил на горизонтальную ось (рис.43 а), получим:

$$dN = 2S_y \sin \frac{d\alpha}{2}$$

Синус элементарного угла $\sin \frac{d\alpha}{2}$ можно принять равным углу в радианах $\frac{d\alpha}{2}$; тогда центробежная сила элементарного участка ремня, введенного дугой $d\alpha$:

$$dN = S_y \sin d\alpha$$

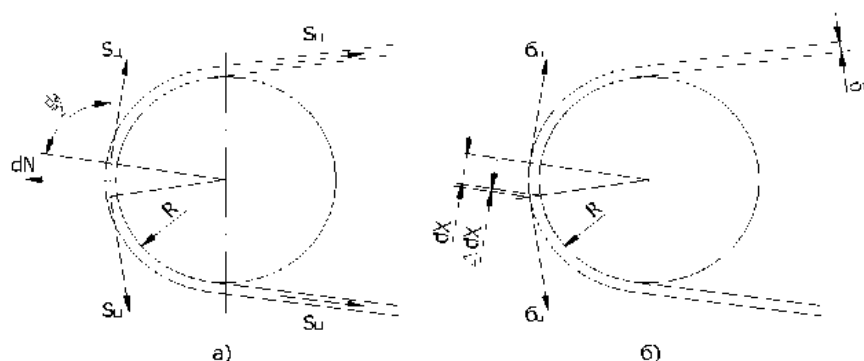


Рис. 5.6. Сумма проекций на горизонтальную ось

С другой стороны, элементарная центробежная сила:

$$dN = dmR\omega^2 = \frac{\gamma FR d\alpha R\omega^2}{g} = \frac{\gamma FV^2 d\alpha}{g} \quad (5.1)$$

где dm – элементарная масса выделенного участка ремня;

R – радиус шкива;

ω – угловая скорость вращения шкива;

γ – удельный вес материала ремня;

V – окружная скорость ремня;

g – ускорение силы тяжести.

Уравнивая размерности, получим натяжение ремня от действия центробежной силы:

$$S_{\eta} = \frac{\gamma FV^2}{2} \quad (5.2)$$

Напряжение в ремне от действия центробежной силы:

$$\sigma_{\eta} = \frac{S_{\eta}}{F} = \frac{\gamma \tau^2}{10g} \quad (5.3)$$

Следует заметить, что напряжение пропорционально квадрату окружной скорости: при малых скоростях оно невелико, при больших – резко возрастает.

5) напряжение от изгиба ремня:

Рассматривая подобие фигур, можно написать:

$$\frac{\Delta dx}{dx} = \frac{\delta}{R}; \quad \frac{\Delta dx}{dx} = \varepsilon = \frac{\delta}{2R} = \frac{\delta}{D}$$

По закону Гука $\sigma = \varepsilon E$; $\varepsilon = \frac{\sigma_{\eta}}{E} = \frac{\delta}{D}$, откуда

$$\sigma = \frac{\delta E}{D} \quad (5.4)$$

Напряжение изгиба пропорционально толщине ремня, модулю упругости и обратно пропорционально диаметру шкива. Это значит, что отношение $\frac{D}{\delta}$ не должно быть малым (оно указывается в таблицах ГОСТа для каждого типа ремня).

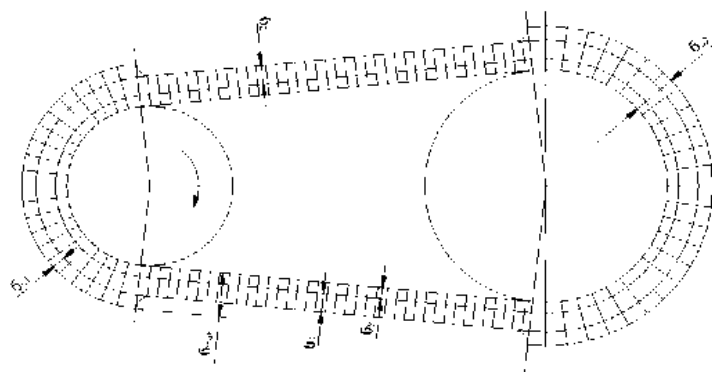


Рис. 5.7. Напряжение изгиба

$$\sigma_{\max} = \sigma_y + \sigma_1 + \sigma_{ul} \quad (5.5)$$

5.9. Расчет ременных передач до тяговой способности

а) плоские ремни:

$$F = b\delta = \frac{P}{[K]}; \quad [K] = [K]_{\text{таб}} C_H C_V C_\alpha C_n$$

где $[K]$ – допускаемое расчетное напряжение;

$[K]_{\text{таб}}$ – табличное допускаемое напряжение;

C_H – поправочный коэффициент, зависящий от характера нагрузки;

C_V – поправочный коэффициент, зависящий от скорости ремня;

C_α – поправочный коэффициент, зависящий от угла обхвата ремня;

C_n – поправочный коэффициент, зависящий от расположения передач.

При горизонтальном расположении $C_n = 1$.

Расчет имеет условный характер и базируется на выборе допускаемых напряжений по кривым скольжения, которые уточняются табличными поправочными коэффициентами.

б) клиновые ремни:

Число ремней:

$$Z = \frac{P}{[P]}; \quad [P] = [P]_{\text{таб}} C_H C_V C_\alpha C_n,$$

где $[P]$ – допускаемая расчетная нагрузка на ремень;

$[P]_{\text{таб}}$ – табличная допускаемая нагрузка.

Раздел II. ЛАБОРАТОРНЫЙ КОМПЛЕКС

Лабораторная работа 1 ИССЛЕДОВАНИЕ ОДНОБОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА СДВИГ

Цель работы

Экспериментальное определение величины минимальной силы, вызывающей относительный сдвиг скрепляемых деталей в зависимости от силы затяжки болта и шероховатости сопряженных поверхностей болтового соединения.

1.1. Расчетные зависимости

Рассмотрим болтовое соединение, нагруженное сдвигаемой силой Q , действующей в плоскости стыка (рис. 1.1).

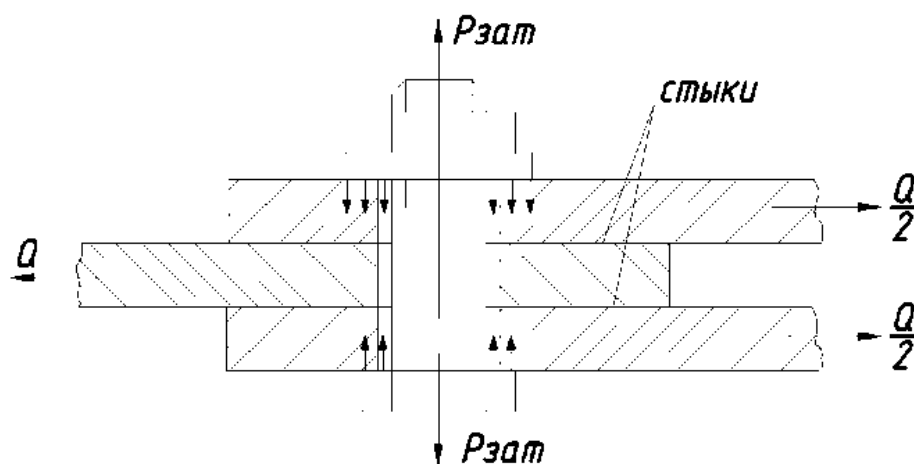


Рис. 1.1. Распределение сил в болтовом соединении

Такое соединение осуществляется с помощью болтов, поставленных в отверстие с зазором и затянутых при монтаже некоторой силой $P_{зат}$. Прочность соединения обеспечивается силами трения, возникающими в стыках при попытке сдвига пластин. Если сила Q превысит силу трения покоя в соединении, то пластины сдвигаются и соединение разрушится.

Сила Q , при которой пластины сдвигаются, является предельной при данной силе затяжки болта $P_{зат}$.

$$Q \leq P_{\text{зат}} i f z \text{ и } P_{\text{зат}} \geq \frac{Q}{i f z}, \quad (1.1)$$

где Q – сдвигающая сила;

i – число стыков (число пар поверхностей, находящихся в контакте);

f – коэффициент трения на поверхности стыка;

z – число болтов.

Нормальная сила $P_{\text{зат}}$ пластин, которая не должна превышать силу $[P_{\text{зат}}]$ болта.

$$P_{\text{зат}} \leq [P_{\text{зат}}] = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \frac{[G_p]}{k}, \quad (1.2)$$

где d_1 – внутренний диаметр болта, мм;

$[G_p]$ – допускаемое напряжение при растяжении $[G_p] = 0.6 \text{ Гт}$;

$G = 240 \text{ МПа}$ – предел текучести материала болта;

$k=1.3$ – коэффициент, учитывающий сложное напряжение состояние.

1.2. Установка для испытаний

Испытательная машина состоит из пустотелого основания, к которому прикреплены две стойки с поперечиной. Испытуемый узел крепится к столу, соединенному с винтом точного нагружения. Перемещение стола вверх или вниз, соответствующее сжатию и растяжению испытуемого узла, осуществляется при помощи червячно-винтового редуктора и зубчатой пары, приводимых во вращение от руки посредством маховика.

Подготовка испытуемого узла к нагружению осуществляется при помощи установочного винта, приводимого во вращение маховиком 9. Величина усилия на испытуемый узел фиксируется (измеряется) при помощи динамометрического кольца и индикатора часового типа.

Испытуемый узел состоит из основания, двух щек и ползуна. Щеки, ползун соединяются стяжным болтом, который центрируется в отверстие деталей сменными втулками. Щеки соединены с основанием осью, которая зафиксировала от выпадения шайбой.

В нижней части основания имеется центрирующий выступ, служащий для соединения испытуемого узла со столом машины.

В верхней части ползуна имеется резьбовое отверстие, в которое ввертывается болт, соединяющий ползун с динамометрическим кольцом.

В начальном положение ползун устанавливают так, чтобы его риска совпадала с верхней риской щеки.

Усилие, прикладываемое к соединению ползуна, контролируют по индикатору и тарировочному графику кольцевого динамометра, а уси-

лие затяжки болта – по индикатору и тарировочному графику динамометрического ключа.

1.3. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством и принципом действия установки.
2. По указанию преподавателя из комплекта сменных деталей отобрать необходимый болт с гайкой, ползун, две щеки (пластины) заданной шероховатости контактирующих поверхностей и соответствующие втулки для болта.
3. Собрать приспособление так, чтобы риска ползуна совпадала с верхней риской пластины.
4. Определить допускаемую силу затяжки болта по формуле.
5. Намечается четыре ступени нагружения: $P_1 = 0.2[P_{\text{зам}}]$, $P_2 = 0.4[P_{\text{зам}}]$, $P_3 = 0.6[P_{\text{зам}}]$, $P_4 = 0.8[P_{\text{зам}}]$.
6. С помощью динамометрического ключа производят затяжку болтового соединения до определенного усилия.
- 6.1. При работе динамометрическим ключом следует использовать зависимость, устанавливающую связь между усилием монтажника на рукоятке $P_{\text{кл}}$ (которое покажет индикатор динамометрического ключа) и получающимся при этом усилием затяжки болта $P_{\text{зам}}$.

$$P_{\text{зам}} = \frac{L \cdot P_{\text{кл}}}{d_{\text{ср}} \operatorname{tg}(\psi + \rho') + \frac{1}{3} f + \frac{D^3 - d_c^3}{D^2 - d_c^2}}, \quad (1.3)$$

где $L = 60$ см – рабочая длина ключа;

$f = 0.2$ – коэффициент трения;

$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \alpha} = 13^\circ 7'$ – угол трения резьбовой пары;

D – диаметр опорной поверхности гайки;

d_c – средний диаметр резьбы;

$d_{\text{ср}}$ – диаметр сверления шайбы;

$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi d_{\text{ср}}}$ – угол подъема винтовой линии.

В результате подсчетов получается:

Болт М 20	$P_{\text{зам}} = 122 P_{\text{кл}}$
Болт М 18	$P_{\text{зам}} = 127 P_{\text{кл}}$
Болт М 16	$P_{\text{зам}} = 146 P_{\text{кл}}$
Болт М 14	$P_{\text{зам}} = 170 P_{\text{кл}}$

6.2. Для каждого из четырех значений силы затяжки рассчитать $P_{кл}$ и определить соответствующие им показания индикатора динамометрического ключа.

7. С помощью машины для испытания на растяжение и сжатие производят нагружение затянутого болтового соединения до его сдвига. Начало сдвига ползуна фиксируется по скачку стрелки индикатора динамометрического кольца, так как известно, что наибольшее показание индикатора соответствует предельному значению трения покоя, фиксируется значение сдвигающего усилия Q_i .

После сдвига вновь затянуть болт до следующего значения (без снятия предыдущей затяжки), при этом необходимо следить, чтобы риска ползуна не вышла за пределы нижней риски на пластине.

8. Из выражения (1.1) определяют экспериментальное значение коэффициента трения f_s для каждой ступени нагружения.

9. Повторяют позиции 3.2– 3.8 для другой пары пластин.

1.4. Протокол отчета

Протокол отчета должен содержать следующие пункты:

1. Цель работы.

2. Принципиальная схема исследуемого соединения.

3. Характеристика исследуемого соединения.

d – наружный диаметр резьбы болта, мм;

d_1 – внутренний диаметр болта, мм;

d_2 – средний диаметр болта, мм;

P – шаг резьбы, мм;

ψ – угол подъема резьбы, град;

α – угол профиля резьбы, град.;

A – площадь сечения болта в резьбе, мм²;

$[P_{зам}]$ – допускаемая сила затяжки болта;

i – число стыков;

Z – количество скрепляемых болтов.

4. Результаты определения сдвигающей силы заносятся в таблицу и строят график $Q = \varphi \cdot [P_{зам}]$ зависимости сдвигающей силы Q от силы затяжки болта.

5. Выводы. В выводах дается характеристика физической картины явлений, обнаруженных в процессе проведения лабораторной работы. и приводится качественная оценка функциональной зависимости, полученной в результате экспериментов.

Таблица 1.1

Результаты определения сдвигающей силы

Усилие за- тяжки	Усилие на ключе $P_{кл}$		Сдвигающая сила Q		Экспериментальное значение коэффи- циента трения f_o
	кН	мм	кН	мм	
0,2 $P_{нат}$					
0,4 $P_{нат}$					
0,6 $P_{нат}$					
0,8 $P_{нат}$					

Контрольные вопросы

1. За счет чего передается сдвигающее усилие в испытываемом болтовом соединении?
2. Как рассчитывают болт, установленный в отверстие с зазором и нагруженный поперечной силой? То же, если болт установлен в отверстие без зазора?
3. Какие устройства применяют для разгрузки болта от действующей на него поперечной силы?
4. От каких факторов зависит способность соединения обеспечить передачу сдвигающего усилия?
5. Какие должны быть шероховатости поверхностей или какие изменения внести в данную конструкцию соединения, чтобы при одной и той же затяжке увеличить силу сдвига?

Лабораторная работа 2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель работы

Экспериментальное определение к.п.д. винтовых пар с различными параметрами резьбы для различных материалов и осевых нагрузок.

2.1. Технические данные

1. На установке определяются к.п.д. для, сменных винтовых пар:
 - а) резьба М42х4,5;
 - б) резьба прямоугольная однозаходная Прям. 42х4,5;
 - в) резьба прямоугольная трехзаходная Прям. 42х(3х8).
2. Материал всех винтов – сталь 45. Материал сменных гаск-вкладышей – сталь 20 и бронза 0ЦС5-5-5.
3. Вращение винтов от электропривода реверсивное, полуавтоматическое, 60 об/мин.
4. Рабочий ход гайки вдоль винта L 300 мм.
5. Осевая нагрузка – 30, 50, 80, 100 Н.
6. Максимальный момент на выходном валу редуктора (верхний шпиндель) – 1 Нм.
7. Потребляемая мощность электродвигателя 5 Вт.

2.2. Общие сведения

Две детали, сопрягаемые резьбой, называют винтовой парой. В зависимости от назначения и конструкции винтовой пары осевая нагрузка может быть приложена к винту или гайке. Вращая гайку ключом, можно заставить ее, например, подниматься вверх по оси винта. Эта сила, приложенная на конце ключа, является движущей и расходуется на полезную работу подъема груза и на работу преодоления сопротивления трения в резьбе.

Рассмотрим соотношения между силами, действующими в винтовой паре с прямоугольной резьбой. Развернем виток прямоугольной резьбы винта по среднему диаметру d_2 в наклонную плоскость, а гайку заменим ползуном (рис. 2.1). Подъему ползуна по наклонной плоскости соответствует навинчивание гайки на винт.

Разложим силу F на две составляющие: осевую силу F_a , действующую на винтовую пару, и окружную силу F_b , вращающую гайку при ее навинчивании (в других случаях вращают винт при его ввинчивании)

Из чертежа разложения сил следует, что

$$F_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\psi' + \varphi), \quad (2.1)$$

где ψ' – угол подъема резьбы;

φ – угол трения.

Очевидно, что крутящий момент T в резьбе, создаваемый силой при навинчивании гайки или ввинчивании винта, равен:

$$T = 0.5d_2 \cdot F_t \quad (2.2)$$

или

$$T = 0.5d_2 \cdot F_a \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi).$$

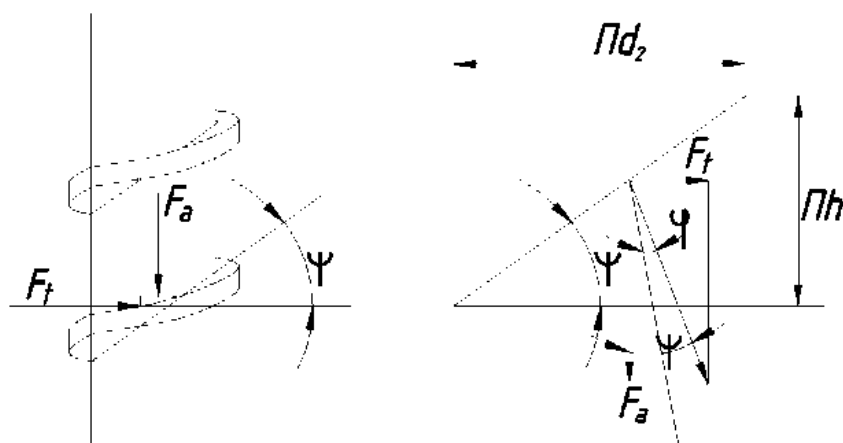


Рис. 2.1. Схема сил действующих в винтовой паре

При подъеме ползуна по наклонной плоскости движущей силой на высоту P_h , работа движущих сил

$$W_{д.с.} = F_t \pi d_2 = 2\pi T, \quad (2.3)$$

а работа сил полезных сопротивлений

$$W_{п.с.} = F_a P_h = F_a \pi d_2 \operatorname{tg} \psi. \quad (2.4)$$

Коэффициент полезного действия η винтовой пары с прямоугольной резьбой

$$\eta = \frac{W_{п.с.}}{W_{д.с.}} = \frac{F_a \cdot \pi d_2 \operatorname{tg} \psi}{F_t \cdot \pi d_2} = \frac{F_a \cdot \operatorname{tg} \psi}{F_t \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi)},$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)}, \quad (2.5)$$

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_h}{\pi d_2}, \quad (2.6)$$

где P_h – ход резьбы;

d_2 – средний диаметр резьбы;

$d_2 = 0.5(d + d_1)$;

d – наружный диаметр;
 d_1 – внутренний диаметр.

$$Ph = P \cdot n, \quad (2.7)$$

где P – шаг резьбы;
 n – число заходов резьбы.

$$\varphi = \arctg f, \quad (2.8)$$

где f – коэффициент трения.

Таблица 2.1

Материалы пар трения и коэффициенты трения

Материал пары	Сталь-сталь	Сталь-бронза
Коэффициент трения	0.18	0.16

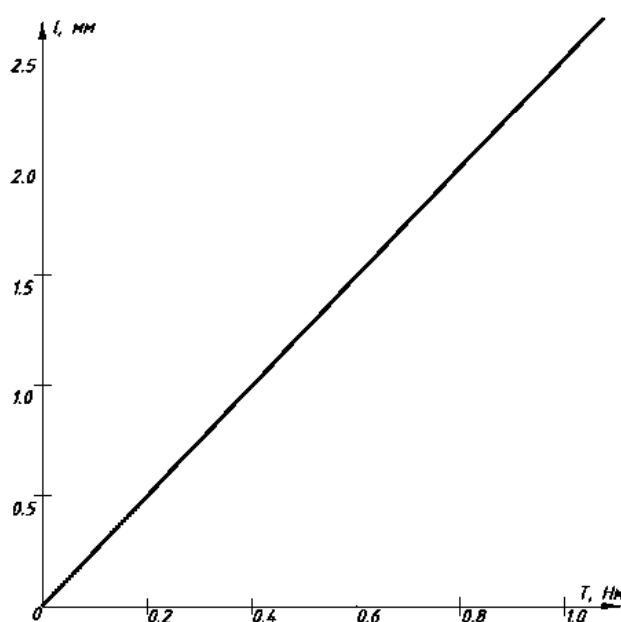


Рис. 2.2. Тарировочный график крутящего момента

КПД винтовой пары с треугольной резьбой определится по выражению

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')}, \quad (2.9)$$

где φ' – приведенный угол трения.

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{f}{\cos(\frac{\alpha}{2})}, \quad (2.10)$$

где α – угол профиля ($\alpha = 60^\circ$).

2.3. Устройство и принцип работы установки

Для экспериментального определения к.п.д. винтовой пары используется установка типа ТММ-33М (рис. 2.1).

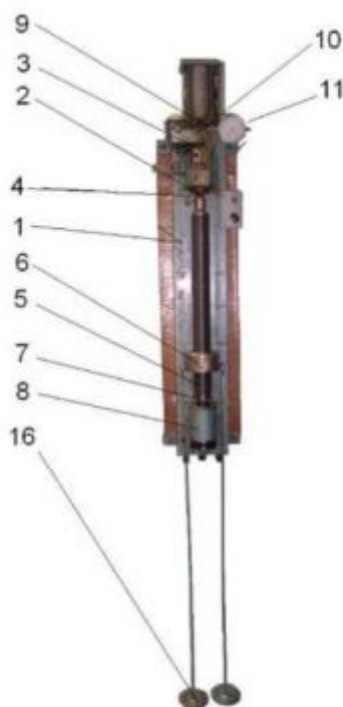


Рис. 2.1. Схема установки ТММ-33М

Основанием установки является станина 1 из швеллера. К верхней части станины крепится кронштейн 2 с подшипниковым гнездом, в котором крепится электропривод с редуктором 3. Корпус электродвигателя жестко связан с корпусом редуктора, хвостовик которого в виде трубки является валом по отношению к шарикоподшипникам кронштейна. Через трубку в бронзографитовых подшипниках скольжения выходит приводной вал 4 от редуктора к винту 5 исследуемой винтовой пары. Таким образом, в процессе работы вращается винт, а гайка 6 перемещается только поступательно вверх-вниз; от поворота гайку предохраняет ползун в виде радиального стержня, перемещающегося вдоль глухого паза 7.

Для уменьшения трения ползун контактирует с гранями паза через шарикоподшипник.

Опорой винтовой пары является шарикоподшипниковый подпятник 8 нижнего кронштейна с гнездом для установки нижней цапфы винта.

Средний крутящий момент определяется по схеме реактивного момента. В этих целях жестко связанная система – корпус двигателя (статор) – корпус редуктора и его хвостовик – не закрепляются на станине, а может свободно вращаться в шарикоподшипниках верхнего кронштейна.

При работе установки (при вращении винта) статор двигателя увлекается в направлении вращения ротора; жесткий рычаг, укрепленный на крышке редуктора с точечными упорами 9, деформирует пластинчатую пружину 10. Индикатор часового типа 11, имея силовое замыкание с пружиной, показывает величину прогиба пружины от воздействия реактивного момента.

Осевая нагрузка на гайку испытываемой винтовой пары создается подвешиванием к ней гирь. Приспособленное для них крепление съемное и состоит из двух тяг с траверсой и полочкой для гирь 16, перемещающихся вверх-вниз с гайкой во время работы установки.

Управление установкой автоматизировано. От каждого нажатия кнопки происходит рабочий ход гайки вверх, реверсирование двигателя, ход гайки вниз и самовыключение двигателя.

При надевании гаек на трехзаходный винт метку гайки нужно совмещать с меткой на витке резьбы винта (притертый заход).

Винты, крепящие гайки-вкладыши в обоймах, должны быть всегда завернуты до отказа во избежание образования забоин на резьбах основных винтов.

2.4. Порядок выполнения работы

1. В задачу лабораторной работы входит определение к.п.д. винтовой пары одного вида резьбы при различных материалах гаек и разных осевых нагрузках.

2. Ознакомиться с устройством установки.

3. Составить схему установки.

4. Записать исходные данные.

5. Вставить в установку выбранный винт с гайкой, закрепив верхнюю сдвигающуюся муфту зажимным винтом. Гайку опустить в нижнее положение и к ней подвесить груз 30 Н (масса системы для подвеса добавочных грузов). Тумблером включить питание.

6. Нажатием на кнопку «пуск» включить двигатель. За время движения гайки вверх три раза снять отсчеты по шкале индикатора и занести данные в таблицу.

7. Сменить последовательно грузы на 50, 80, 100 Н (путем комбинации добавочными грузами 20 и 50 Н) и провести три серии замеров, аналогично предыдущим.

8. Взять гайку из другого материала и провести те же испытания, что и с первой гайкой.

9. По средним значениям отклонения стрелки индикатора для каждого груза и материале гайки и тарифовочному графику определить приложенные к винту моменты. Вычислить работу движущих сил и полезную работу на один оборот винта и определить значения к.п.д. для разных материалов гаек и различных осевых нагрузок.

10. Вычертить диаграмму изменения к.п.д. в зависимости от осевой нагрузки (две кривые, каждая для определенного материала гайки).

11. По аналитическим формулам рассчитать к.п.д. для вида резьбы и сочетаний материалов, результаты сопоставить с экспериментальными данными.

2.5. Оформление отчета

1. Цель работы.
2. Схема установки.
3. Краткое описание устройства.
4. Основные параметры исследуемой винтовой пары.
5. Данные экспериментального определения к.п.д. исследуемой винтовой пары.
6. Теоретические значения к.п.д.
7. График изменения к.п.д. винтовой пары в зависимости от осевой нагрузки.
8. Выводы (заключение о проделанной работе).

Контрольные вопросы

1. Какими основными параметрами характеризуется резьба?
2. Каковы достоинства и недостатки винтовой передачи?
3. По какой формуле вычисляют к.п.д. винтовой пары?
4. Какие резьбы имеют наибольший и наименьший к.п.д.?
5. При каком соотношении углов подъема резьбы и трения передача винт-гайка обладают свойствами самоторможения?

Лабораторная работа 3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ РЕДУКТОРА С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ПРЯМОЗУБЫМИ КОЛЕСАМИ

Цель работы

Ознакомиться с конструкцией и работой установки типа ДПЗК. Произвести экспериментальное определение к.п.д. редуктора с цилиндрическими прямозубыми колесами и сравнение этого значения с КПД, подсчитанным теоретически.

3.1. Технические данные установки

1.1. Способы измерения моментов: индикатором и на осциллографе с помощью тензодатчика.

1.2. Характеристика редуктора:

- | | |
|---|-------|
| а) количество пар прямозубых цилиндрических колес | 6; |
| б) передаточное число одной пары | 1.71; |
| в) передаточное число редуктора | 25; |
| г) модуль передачи | 1. |

1.3. Характеристика электропривода:

- | | |
|---|---------|
| а) тип электродвигателя | МУН-2С; |
| б) максимальный момент | 0.5 Нм; |
| в) диапазон измерения скорости, об/мин. | 0-1500; |
| г) напряжение постоянного тока | 110В. |

1.4. Характеристика нагрузочного устройства:

- | | |
|---|--------|
| а) тормозной момент | 3 Нм; |
| б) напряжение обмотки возбуждения | 110В; |
| в) максимальный ток обмотки возбуждения | 60 мА; |
| г) род тока – постоянный | |
| д) мощность, торможения – не более | 10 Вт; |
| е) напряжение электропитания прибора | 110 В. |

3.2. Общие понятия

Отношение мощности на ведомом валу к мощности на ведущем валу называют механическим коэффициентом полезного действия (к.п.д.) и обозначают буквой η .

$$\eta = \frac{N_1 - N_r}{N_1} = 1 - \frac{N_r}{N_1}, \quad (3.1)$$

где N_1 – мощность на входе, кВт;

N_r – мощность, потерянная в передаче, кВт.

$$N_r = N_3 + N_n + N_r, \quad (3.2)$$

где N_3, N_n, N_r – соответственно, мощности, потерянные на трение в зацеплении, на трение в подшипниках, на разбрызгивании и перемешивание масла (так называемые гидравлические потери).

Обозначив

$\psi_3 = \frac{N_3}{N_1}$ – коэффициент потерь в зацеплении;

$\psi_n = \frac{N_n}{N_1}$ – коэффициент потерь в подшипниках;

$\psi_r = \frac{N_r}{N_1}$ – коэффициент гидравлических потерь;

можно записать:

$$\eta = 1 - (\psi_3 + \psi_n + \psi_r).$$

Потери в зацеплении называются силами трения между зубьями. Силы трения в режиме полужидкостного трения растут с увеличением вязкости масла и с уменьшением скорости.

Потери на трение в зацеплении обычно принимают пропорциональными полезной нагрузке. Коэффициент трения скольжения между зубьями $f = 0.025 \div 0.1$. За расчетное число можно принимать следующие его значения в зависимости от суммарной скорости качения:

$$V_{\Sigma} = 20kp \cdot \sin d_t, \quad (3.3)$$

V_{Σ} м/с ... 1	10	20	30	60
f ... 0.08;	0.06;	0.05;	0.04;	0.025.

$$\psi_3 = 2.3f \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right), \quad (3.4)$$

Знак (+) для наружного, (-) – для внутреннего зацепления.

Формула показывает, что потери сильно растут с уменьшением чисел зубьев.

Общий к.п.д. многоступенчатой последовательно соединенной передачи.

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_n. \quad (3.5)$$

где $\eta_1 \cdot \eta_2 \dots \eta_n$ – к.п.д., учитывающий потери в отдельных кинематических парах передачи. Для открытых передач с пластичной смазкой $\eta = 0.95 \div 0.94$.

При передаче неполной мощности к.п.д. значительно ниже вследствие влияния постоянных потерь, т.е. потерь, не зависящих от передаваемой мощности.

3.3. Устройство и принцип работы

1. Определение к.п.д. редуктора на установке основано на одновременном и независимом измерении крутящих моментов на входном и выходном валах нагруженного редуктора при известном постоянном передаточном отношении.

Крутящий момент на входном валу редуктора (соединенном упругой муфтой с валом балансирного электродвигателя) определяется реактивным моментом на корпусе. Усилие, создаваемое этим моментом, измеряется с помощью плоской тарировочной пружины, деформацию которой показывает индикатор часового типа.

Аналогично измеряется и тормозной момент на выводе редуктора, создаваемый специальным нагрузочным устройством.

Для изучения зависимости к.п.д. редуктора от скорости вращения входного вала последняя измеряется тахометром.

2. Основные узлы установки - это испытуемый редуктор с цилиндрическими колесами и прямыми зубьями, электродвигатель с тахометром, нагрузочное устройство.

Все три узла смонтированы на общем основании.

Электродвигатель, приводящий во вращение редуктор, закреплен так, что его вал свободно вращается в шарикоподшипниках, установленных в опоре, т.е. вал и корпус свободно вращаются вокруг общей оси (балансирный электродвигатель).

Вал электродвигателя через муфту передает вращение испытуемому редуктору.

Число оборотов электродвигателя определяется тахометром. Тахометр соединен с валиком ротора электродвигателя упругой муфтой.

В передней части опоры смонтировано измерительное устройство, состоящее из плоской пружины и индикатора часового типа, упирающегося своим штоком в пружину.

При включенном электродвигателе реактивный момент корпуса (равный по абсолютному значению моменту на валу электродвигателя) поворачивает корпус электродвигателя, а рычаг, соединенный с ним, нажимает на плоскую пружину измерительного устройства.

Деформация последней передается на шток индикатора, а отклонение его стрелки показывает величину деформации пружины, соответствующую определенному крутящему моменту на валу электродвигателя.

3. Испытуемый редуктор состоит из шести одинаковых пар зубчатых колес, смонтированных на шарикоподшипниковых опорах в корпусе редуктора.

Передаточное число каждой пары – 1.71.

Передаточное число редуктора – 25.

Верхняя часть корпуса редуктора имеет легкоъемную крышку, выполненную из прозрачного органического стекла, которая служит для визуального осмотра и замера зубчатых колес.

Выходной валик редуктора через упругую муфту соединен с нагрузочным устройством.

4. Нагрузочное устройство (НУ) представляет собой магнитный порошковый тормоз. Его работа основана на свойстве намагниченной среды оказывать сопротивление перемещению в ней ферромагнитных тел: тормозной эффект увеличивается при возрастании степени намагниченности.

В нашем случае ротор НУ вращается в жидкой смеси минерального масла с железным порошком, степень намагниченности которого регулируется изменением тока в обмотке электромагнита, создающего магнитное поле.

Важнейшие свойства порошкового НУ следующие:

- при установленном токе трение постоянно и почти не зависит от скорости (Кулоново трение);

- тормоз работает плавно, без рывков и не входит в режим автоколебаний;

- в широком диапазоне момент трения линейно зависит от тока при монотонном изменении последнего.

5. Панель управления. В основании установки расположена панель, на которой размещены тумблер, включающий и выключающий электродвигатель; потенциометр, позволяющий бесступенчато регулировать число оборотов электродвигателя; контрольная лампочка, загорающаяся, когда электродвигатель находится под током; тумблер, включающий нагрузочное устройство, и потенциометр, позволяющий регулировать тормозной момент изменением тока в электромагните нагрузочного устройства.

3.4. Порядок проведения работы

1. Лабораторная работа на установке проводится для определения к.п.д. редуктора и к.п.д. пары шестерен в зависимости от тормозного

момента и числа оборотов электродвигателя, а также определения кинематических зависимостей редуктора.

КПД редуктора определяется по формуле:

$$\eta = \frac{M_2}{M_1 \cdot u}, \quad (3.6)$$

где η – к.п.д. редуктора:

M_1 – крутящий момент на валу электродвигателя;

M_2 – крутящий (тормозной) момент на выходном валу редуктора;

$u = 25$ – передаточное число редуктора.

2. Включив электродвигатель на заданную скорость и нагрузочное устройство, поворотом ручки потенциометра устанавливают по стрелке индикатора заданный тормозной момент.

При падении скорости электродвигателя рукояткой потенциометра вновь доводят число оборотов до заданной скорости.

M_1 и M_2 определяются по показаниям стрелок индикатора или с помощью осциллографа как среднее из нескольких показаний.

Поворотом рукоятки потенциометра увеличивают M_2 и снимают те же показания при различных значениях M_2 .

При этом, рукояткой потенциометра электродвигателя добиваются неизменности числа оборотов.

В соответствии с полученными данными может быть построен график

$$\eta = f(M_2), \text{ при } n = \text{const}. \quad (3.7)$$

Аналогично описанному, изменяя число оборотов электродвигателя, но устанавливая одинаковое значение M_2 , можно построить график

$$\eta = f(n), \text{ при } M_2 = \text{const}. \quad (3.8)$$

3. С известной долей погрешности, зная к.п.д. редуктора и учитывая, что все шесть пар зубчатых колес редуктора одинаковы, определяют приближенный к.п.д. зубчатых колес.

4. Для проверки кинематических зависимостей редуктора снимается откидная крышка редуктора.

3.5. Протокол отчета

Протокол отчета должен содержать:

1. Цель работы.
2. Принципиальная схема установки.

3. Кинематическая схема редуктора.
4. Определить η редуктора, зубчатой пары колес.
5. Построить график $\eta = f(M_2)$ при $n = const$ и при $M_2 = const$.
6. Выводы.

Контрольные вопросы

1. Какие потери имеют место в зубчатой передаче?
2. Как определяют к.п.д. зубчатой передачи?
3. Назовите главную часть потерь передачи?
4. Как зависит к.п.д. от степени точности зубчатых колес?
5. Определить (написать) зависимость между вращающимися моментами?
6. От чего растут потери размешивания и разбрызгивания масла?

Лабораторная работа 4

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ

ПРЯМОЛИНЕЙНЫХ НАПРАВЛЯЮЩИХ

Цель работы

Экспериментальное определение силы сопротивления трения в цилиндрической направляющей прямолинейного движения с трением скольжения.

4.1. Краткие сведения из теории

1. Направляющими называются устройства, обеспечивающие необходимую траекторию (обычно прямолинейную) относительного движений подвижного звена (ползуна, камня, суппорта и т.п.). Различают направляющие с трением скольжения, с трением качения и с упругими элементами.

Общим требованием к направляющим является обеспечение надежного взаимодействия сопрягаемых звеньев с заданной точностью, исключающей самоторможение (заклинивание).

Критерием работоспособности направляющих, работающих при больших скоростях скольжения, может служить сопротивление контактному схватыванию, обычно связанному с кромочными давлениями от температурных или упругих деформаций, а для направляющих, работающих при малых скоростях, – сопротивление абразивному изнашиванию и схватыванию.

В соответствии с этими критериями для направляющих применяют следующие материалы:

а) цветные сплавы по чугуну или стали – при больших скоростях скольжения и давлениях;

б) пластмассы по чугуну или стали – преимущественно в тяжелых машинах во избежание схватывания;

в) чугун или закаленная сталь по чугуну – при малых скоростях, средних и больших давлениях.

2. Направляющие прямолинейного движения – это опоры, обычно призматической или цилиндрической формы, которые обеспечивают прямолинейность перемещения деталей в заданном направлении и воспринимают действующие на них силы.

Направляющие выполняют охватывающими и охватываемыми. Охватывающие направляющие лучше удерживают смазку (при горизонтальном расположении). Применяют их при больших скоростях перемещений, а также для направления деталей с малыми размерами поперечного сечения типа ползунов.

2.1. Призматические направляющие (рис. 4.1) применяются при больших нагрузках и высокой точности направления движения, поэтому их применяют в металлорежущих станках. На рис. 4.1, а, б, показаны направляющие прямоугольного профиля, на рис. 4.1, в – направляющая клиновидного профиля. Требуемый зазор в направляющих обеспечивается регулировочными планками и накладками. Клиновые направляющие обеспечивают большую точность центрирования, но в них и большие потери на трение. Для уменьшения потерь одну из направляющих делают прямоугольной, а другую – клиновой (рис. 4.1, г).

Для снижения влияния температурного расширения в призматических направляющих иногда применяют пружинное замыкание (рис. 4.1, д).

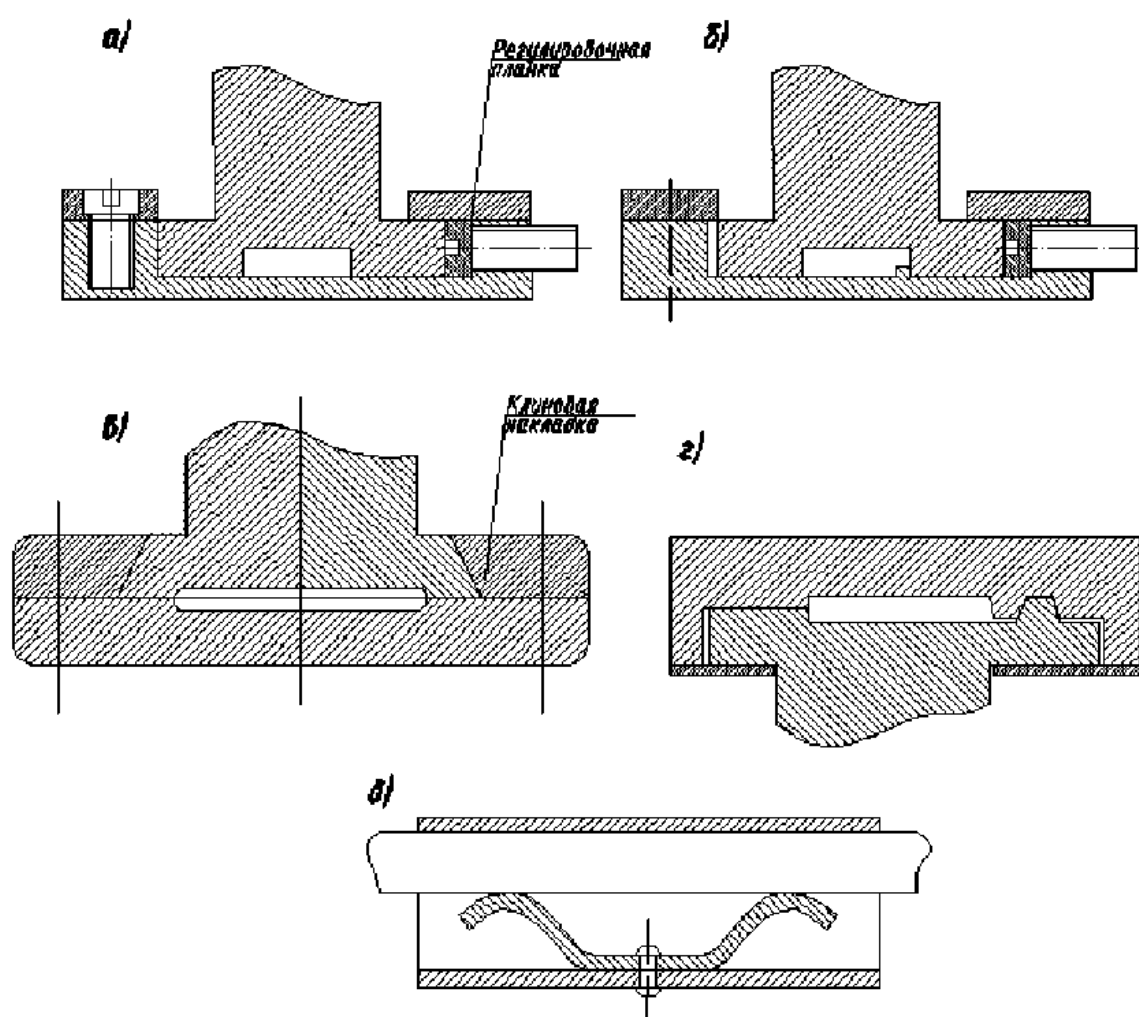


Рис. 4.1. Призматические направляющие

2.2. Цилиндрические направляющие проще по конструкции, но обеспечивают движение с меньшей точностью.

Они могут допускать как вращение ползуна (рис. 4.2, а), так и предотвращать его (рис. 4.2, б, в) с помощью двух цилиндрических направ-

ляющих или лыски на ползуне и упорной планке на одном из элементов пары.

Расчет направляющих сводится к определению:

- рациональной длины направляющей, при которой обеспечивается плавное и легкое движение ползуна;
- ограниченного удельного давления направляющих и ползуна;
- необходимого температурного влияния, вызывавшего изменения линейных размеров в сопрягаемых деталях, поэтому рекомендуется применять материалы, которые имеют одинаковые или мало различающиеся коэффициенты линейного расширения. Проверочный расчет направляющих нужно производить для минимальной и максимальной температур.

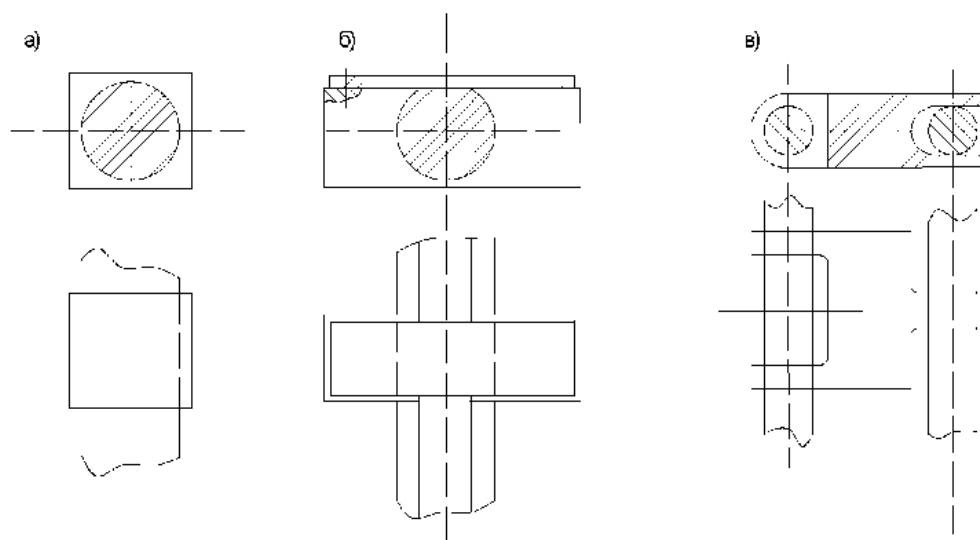


Рис. 4.2. Призматические направляющие

4.2. Описание установки

1. Прибор ДП 17 состоит из следующих основных частей: основания, механизма передвижения, измерительного устройства, пульта управления.

Основание прибора представляет собой литую коробчатую конструкцию, на которой размещены все рабочие части прибора.

Механизм передвижения состоит из нижней коробки со съемными чугунными направляющими типа «ласточкин хвост». На торцах коробки установлены подшипники для ходового винта. На одном конце ходового винта установлена коническая шестерня. В направляющих коробки имеется подвижная каретка, состоящая из основания и двух стоек, в которых крепится цилиндрическая направляющая с помощью винта.

Червячный редуктор 6 выполнен с модулем $m = 1$, передаточным отношением $i = 16.5$.

Расположение червяка верхнее. Между червячным редуктором и ходовым винтом установлен промежуточный валик со второй конической шестерней.

В коробке установлены два микровыключателя, останавливающие подвижную каретку в крайних положениях. Привод осуществляется от электродвигателя. Замер скорости вращения осуществляется магнитным тахометром, подключенным постоянно. Для плавного изменения скорости вращения электродвигателя служит сопротивление. Электродвигатель соединен с червячным редуктором фрикционной дисковой муфтой.

2. Измерительное устройство собрано на вертикальной раздвижной стойке. В верхней части имеется кронштейн, на котором крепится измерительная пружина с индикатором. Измерительная пружина упирается нижним концом в неподвижную каретку. Неподвижная каретка выполнена в виде гильзы с двумя втулками, одна из которых движется с помощью накидной гайки.

Таким образом длина цилиндрической направляющей может изменяться от 30 до 75 мм. Гильза имеет поводок и рычаг с подвижным грузом. Масса груза 3 кг.

4.3. Порядок выполнения работы

Перед работой на приборе подвижная каретка должна быть в крайнем положении. На приборе можно проводить следующие виды испытаний прямолинейной направляющей с трением скольжения:

- направляющая сухая (без смазки);
- направляющая со смазкой;
- неподвижная каретка не нагружена;
- неподвижная каретка с переменной нагрузкой;
- измерительная пружина с переменным плечом от 0 до 80 мм;
- с изменением базы неподвижной каретки;
- с изменением скорости движения подвижной каретки (от 1 до 4 мм/с).

Включение прибора производится тумблером «сеть» на панели прибора. При этом загорается сигнальная лампа, показывающая, что прибор включен. Затем включаем тумблер «рабочий ход», подвижная каретка приходит в движение и по показанию индикатора определяем силу сопротивления трения в цилиндрической направляющей.

При достижении подвижной каретки левого крайнего положения, происходит остановка последней с помощью выключателя.

4.4. Оформление отчета

В отчете обязательно должны быть указаны:

1. Цель работы.
2. Схема установки.
3. Краткое описание установки.
4. График зависимости силы сопротивления трения от скорости движения подвижной каретки (направляющая: а – со смазкой; б – без смазки; в – не нагружена; г – нагружена).
5. График зависимости силы сопротивления трения от нагрузки (направляющая: а – со смазкой; б – без смазки).
6. График зависимости силы сопротивления трения от базы неподвижной каретки направляющая; а) не нагружена; б) нагружена.

Контрольные вопросы

1. Какие различают типы направляющих по назначению, по геометрической форме?
2. Где и для чего применяют направляющие? Достоинства и недостатки направляющих?
3. Из каких материалов изготавливают направляющие?
4. Какие требования предъявляются к направляющим?
5. Какие различают типы направляющих качения по форме тел. по направлениям воспринимаемых нагрузок?
6. Как и на что рассчитывают направляющие скольжения?

Лабораторная работа 5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ ВАЛА

Цель работы

Знакомство с конструкцией и работой установки ДМЗ6М для определений критической скорости вращения вала, определение величины критической скорости вращения вала при различных режимах его работы.

5.1. Общие положения

В колебаниях, наблюдаемых в машинах, обычно участвует значительная часть системы, в частности основная кинематическая цепь машины, основные несущие детали.

Различают следующие виды колебаний валов: поперечные или изгибные, угловые или крутильные и изгибно-крутильные.

В курсе деталей машин рассматривают расчет валов на поперечные колебания. Он заключается в проверке условия отсутствия резонанса при установившемся режиме работы.

Свободные колебания отдельных передаточных валов, типа валов коробок передач, не играют существенной роли в динамике машин и поэтому их отдельно не рассматривают. Наоборот, колебания коренных валов с присоединенными узлами и опорами (роторов турбин, коленчатых валов поршневых двигателей, шпинделей станков с обрабатываемыми деталями) могут иметь определяющее значение.

Основными возмущающими силами в большинстве быстроходных валов являются силы от неуравновешенности вращающихся деталей, частота действия которых равна частоте вращения валов. При совпадении или кратности частот собственных колебаний валов с частотой их вращения наступает резонанс. Соответствующие частоты вращения валов носят название критических.

Как известно из теории колебаний, после перехода через критические частоты вращения наступает динамическое центрирование вала. Большинство валов работает в дорезонансной зоне, причем для уменьшения опасности резонанса повышают их жесткость и, следовательно, собственные частоты колебаний. В закритической области работают валы турбин, центрифуг, сепараторов. Например, частота вращения валов центрифуг достигает $20000\text{--}40000\text{ мин.}^{-1}$. Такие валы называют гибкими. Для того, чтобы отойти от области резонанса, валы делают повышенной податливости. Проход через критические частоты вращения во избежание аварий осуществляют с возможно большей скоростью. В ряде случаев применяют специальные ограничители амплитуд

колебаний. Как правило, быстровращающиеся детали тщательно балансируют.

5.2. Техническая характеристика установки

1. Исследуемый вал имеет следующие параметры:
 - диаметр, мм – 12;
 - расстояние между опорами, мм – 500–550;
 - плотность материала вала, г/см³ – 7.8
2. Возмущающая сила – осуществляется диском с добавочными грузами; масса диска, кг – 2–2,7;
 - величина перемещения диска относительно среднего положения, мм – ± 2.5 ;
 - частота возмущающей силы, об/мин. – бесступенчатая.
 - частота возмущающей силы, об/мин. – 3–3000;
 - регулировка частоты возмущающей силы – бесступенчатая.
3. Измерение частоты возмущающей силы – измерительным прибором, тахогенератором ТМГ-30П.
4. Измерение статического прогиба вала – индикатором часового типа.
5. Величина нагрузки на вал при изменении статического прогиба Н – 88.3
6. Привод установки – от коллекторного электродвигателя типа УЛ-062
 - напряжение, В – 220;
 - мощность, кВт – 0.18;
 - частота вращения, об/мин – 5000.
7. Габариты
 - длина, мм – 1115;
 - ширина, мм – 280;
 - высота, мм – 430.
8. Масса, кг – 115.

5.3. Устройство и принцип работы установки

Установка типа ДМ36М (рис. 5.1) представляет собой устройство для сообщения исследуемому валу критической скорости вращения.

Установка состоит из чугунной станины, на которой смонтированы все механизмы и узлы.

Исследуемый вал 21 установлен на двух опорах со сферическими подшипниками 20, 28. Универсальный коллекторный двигатель 18, через муфту 19 приводит валом во вращение диск 25. Крепление диска к валу осуществляется цанговым зажимом 23. Массу диска можно менять

с помощью двух дополнительных грузов 24 и 26, которые, при необходимости, навораживаются на диск. Неуравновешенность вращающихся масс создается путем завинчивания специального винта 27 в один из дополнительных грузов.

Изменение жесткости вала достигается путем изменения расстояния между опорами (перемещением правой опоры); а также изменением положения диска на валу относительно опор. Диск можно устанавливать на трех различных расстояниях (250, 275, 300 мм) от левой опоры.

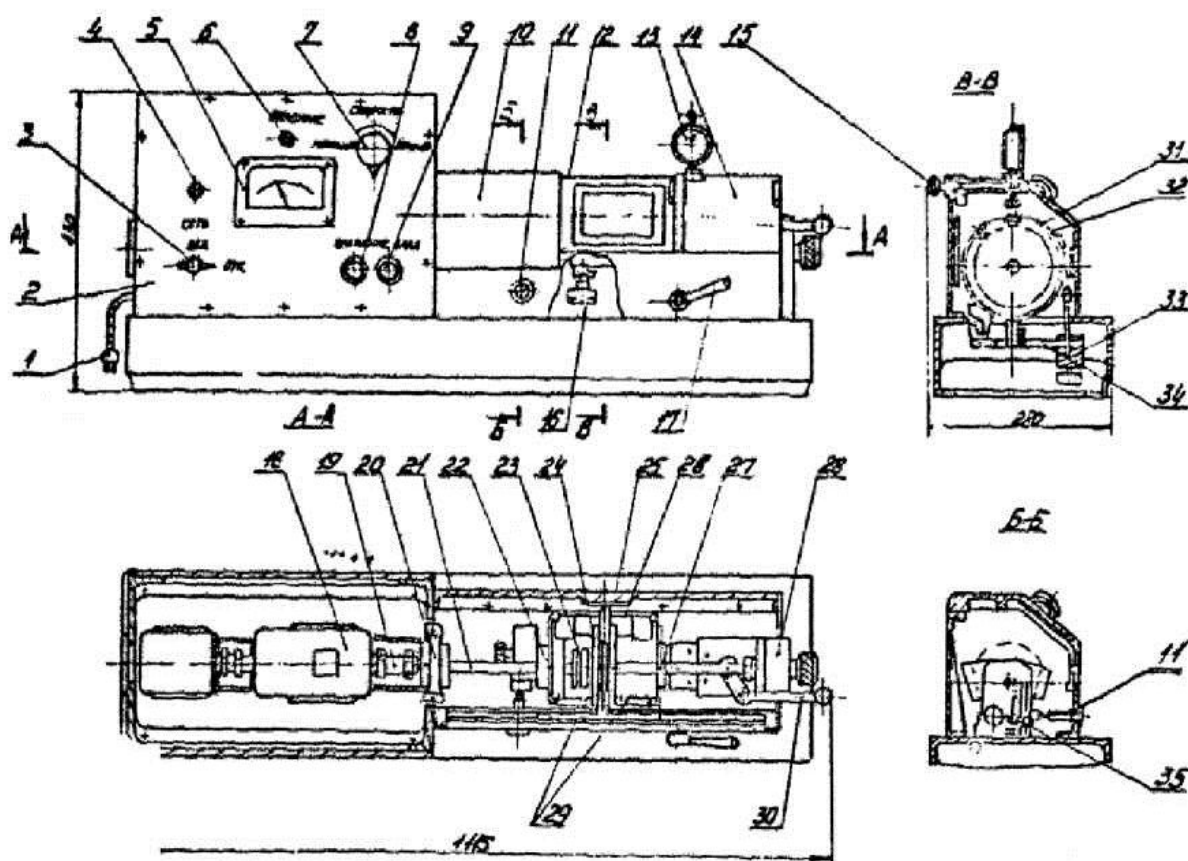


Рис. 5.1. Установка типа ДМ36М

Для обеспечения доступа к опорам вала необходимо сдвинуть крышки 12 и 14 влево к кожуху 10 до упора. Фиксация правой опоры на направляющей осуществляется рукояткой 30.

Ограничение амплитуды колебаний осуществляется двумя охватывавшими вал кронштейнами 22 с полиэтиленовыми втулками. На кронштейне 22 расположено устройство 35, сигнализирующее о достижении валом критической скорости вращения при этом на пульте управления загорается лампочка 6.

Для определения статического прогиба исследуемого вала на установке предусмотрено специальное устройство.

Механизм нагружения вала состоит из разрезного кольца 31 с упорами 32, рычага 34 и грузе 33. Перед измерением прогиба разрезное кольцо 31 необходимо совместить с кольцевой канавкой диска 25. При нажатии на рукоятку 17 диск, а следовательно и вал, нагрузятся статическим усилием 8, 3 Н. Величина прогиба наблюдается по шкале индикатора часового типа 13 с ценой деления 0,01 мм, установленного в крышке 14 и фиксируемого винтом 15.

После измерения прогиба необходимо нажать на рукоятку 17 и отодвинуть кольцо 31 влево или вправо до совмещения с пазом 29.

Установка подключается к электросети шнуром с вилкой 1.

Управление установкой и измерения осуществляются органами управления, установленными на панели 2.

Перед включением установки необходимо сдвинуть вправо до упора крышки 12, 14, при этом отключается блокировочное устройство 16.

Включение установки производится выключателем 3, при этом загорается лампа 4 «Сеть».

Пуск двигателя 18 осуществляется кнопкой 8. Число оборотов двигателя регулируется рукояткой 7 и контролируется прибором 5. При достижении валом критической скорости замыкается контактное устройство 35 и загорается лампа 6, сигнализирующая о наличии резонанса вала. При отсутствии резонанса лампа 6 не горит.

Включение электродвигателя 18 производится кнопкой 9. Зазор между валом и контактным устройством регулируется винтом 11.

5.4. Меры безопасности при выполнении лабораторной работы

1. К работе на установке не допускаются лица, незнакомые с ее устройством.
2. Перед включением установки проверить исправность заземления.
3. Режим резонанса не должен иметь продолжительность более одной секунды.

5.5. Методика проведения работы

1. Определяется расчетное значение величины прогиба вала

$$f_p = \frac{(P + 0.5 \cdot P_B) \cdot g \cdot l^3}{6EJ}, \quad (5.1)$$

где P – масса диска, кг;

P_B – масса вала, кг;

l – расстояние от средней линии диска до опоры, м;

E – модуль упругости материала вала, МПа;

J – осевой момент инерции сечения вала, м⁴.

$$J = \frac{\pi d^4}{64}, \quad (5.2)$$

где d – диаметр, м.

2. Определяется величина статического прогиба вала f_3 .

Для этого необходимо:

2.1. С помощью нагрузочного устройства нагрузить вал и определить жесткость системы по следующей формуле:

$$c = \frac{P \cdot g}{S} \left| \frac{H}{M} \right|, \quad (5.3)$$

где S – показания индикатора, м

$$P = P_{гр} \cdot \frac{l_1}{l_2}, \quad (5.4)$$

Здесь $P_{гр} = 3$ кг – масса груза;

$l_1 = 150$ мм; $l_2 = 50$ мм – плечи рычага.

2.2. Определяется статический прогиб вала

$$f_3 = \frac{(P + 0.5P_B) \cdot g}{c}. \quad (5.5)$$

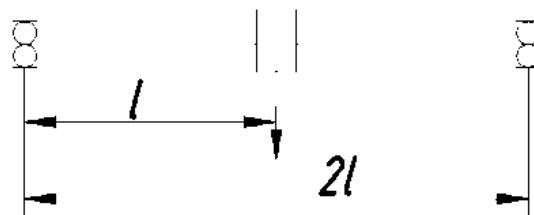


Рис. 5.1. Схема к расчету прогиба вала

3. Определяется критическое число оборотов вала

$$n_{кр} = 30 \cdot \sqrt{\frac{1}{f_3}}, \quad (5.6)$$

4. После определения приведенных выше величин производится пуск установки.

4.1. Поворотом рукоятки ЛАТР-2М увеличивать скорость вращения вала. В момент загорания лампы «резонанс» следует зарегистрировать величину скорости.

4.2. После регистрации величины скорости продолжать увеличение скорости вращения до затухания лампы «резонанс». В момент затухания лампы зарегистрировать скорость вращения вала.

Примечание. Производится регистрация скорости вращения вала в момент входа и выхода из резонанса при последовательном уменьшении скорости;

Опыт повторяется 2–3 раза.

4.3. По результатам опыта определяется среднее значение критической скорости вала.

$$n_{кр.ср.} = \frac{n_{кр.} + n_{кр.}''}{2}, \quad (5.7)$$

где $n_{кр.}'$ – среднее значение скорости в момент входа в резонанс;

$n_{кр.}''$ – среднее значение скорости в момент выхода из резонанса.

5. Увеличивается масса диска путем установки дополнительных грузов.

6. В один из дисков ввинчивается винт. При этом достигается дисбаланс 40 г.см.

5.6. Протокол отчета

Протокол отчета должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схема установки.
3. Схема к расчету прогиба вала.
4. График зависимости критической скорости от величины нагрузки.
5. График зависимости критической скорости от расположения диска.
6. График зависимости критической скорости от расположения опоры.
7. Сравниваются численные величины критических скоростей, полученных при теоретическом расчете и в результате опыта.
8. Делаются выводы о влиянии различных параметров на величину критической скорости вала.

Контрольные вопросы

1. Как устроены оси и валы и для чего они предназначены?
2. Какая разница между осью и валом?

3. Когда необходимо рассчитывать вал на критическое число оборотов?
4. Какую угловую скорость вращения вала называют критической?
5. Валы каких машин работают в закритической области?
6. Что называют самоуправлением вала в закритической области?
7. Какие валы называют гибкими и какие – жесткими?
8. Наведите способы борьбы с колебаниями.

Лабораторная работа 6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА ТРЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

Цель работы

Экспериментальное определение момента трения в зависимости от нагрузки, скорости вращения, а также уровня смазки в корпусе подшипника (на лабораторной установке ДМ 28М)

6.1. Общие положения

Одна из основных задач, решаемых при проектировании к эксплуатации машин – это задача снижения трения. Ее решение позволит повысить КПД, характеризующий механическое совершенство машины.

В машинах и механизмах наиболее распространено движение: это движение легко сделать непрерывным; при нем легче достигнуть равномерности хода, и уменьшить потери на трение. Опорами для валов и вращающихся осей служат подшипники. В зависимости от рода трения, развивающегося в подшипнике, различают подшипники скольжения и качения.

Подшипники качения обладают целым рядом достоинств, поэтому они широко применяются в современном машиностроении. Одной из основных характеристик подшипников качения являются потери на трение, которые определяются:

- конструкцией подшипника (геометрия тел качения);
- качеством сборки и монтажа;
- скоростью вращения;
- качеством смазки;
- температурным режимом.

Потери на трение складываются из постоянных и переменных.

Постоянная составляющая – это потери на площадках контакта тел качения (шариков и роликов) с кольцами, трение между телами качения и сепаратором, гидродинамическое сопротивление смазки.

Переменная составляющая возникает от действия внешней нагрузки и зависит от ее величины. Теоретически задача сопротивления вращению не имеет точного решения, момент сил трения определяется с помощью приближенных расчетных формул или на основании эмпирических данных.

Для приближенных расчетов момент от трения определяется по формуле:

$$M_{тр} = (T + f \cdot P_r') \cdot 0.5d, \quad (6.1)$$

в которой постоянная составляющая

$$M_{const} = 0.5d \cdot T, \quad (6.2)$$

где $T = c \cdot d$ – сила сопротивления в подшипнике при отсутствии нагрузки;

c – коэффициент, зависящий от типа подшипника;

d – посадочный диаметр вала.

Момент трения, зависящий от нагрузки, рассчитывается по формуле

$$M = 0.5d \cdot f_{np} \cdot F_r, \quad (6.3)$$

где F_r – радиальная нагрузка;

f_{np} – приведенный коэффициент трения, зависящий от типа подшипника.

Потеря мощности, обусловленная подшипниками качения в процессе рабочего режима, определяется в кВт:

$$P = M \cdot \omega = \frac{\pi \cdot f_{np} \cdot F_r \cdot d \cdot n}{1000 \cdot 60} = 5.2 \cdot 10^{-5} \cdot f_{np} \cdot f_r \cdot d \cdot n, \quad (6.4)$$

где ω – угловая скорость, с^{-1} ;

n – частота вращения вала, мин^{-1} .

Из формулы 6.4 видно, что потери в подшипниках зависят от величины нагрузки и скорости вращения.

6.2. Техническая характеристика установки

Данная работа выполняется на установке для определения момента трения в подшипниках качения ДМ 28М.

1. Типы испытуемых подшипников:

– шариковый радиальный однорядный 208 ГОСТ 8338-75 легкой серии, внутренний диаметр подшипника – 40 мм;

– шариковый радиальный однорядный 308 ГОСТ 8338-75 средней серии, внутренний диаметр подшипника – 40 мм;

– шариковый радиальный сферический двухрядный 1208 ГОСТ 5720-75 легкой серии, внутренний диаметр – 40 мм;

– роликовый конический однорядный 7208 ГОСТ 333-79 легкой серии, внутренний диаметр подшипника – 40 мм;

2. Максимальное усилие нагружения 11,8 кН.

3. Частота вращения вала: 970, 1880, 2860 мин^{-1} ;

угловая скорость: 102, 197, 300 с^{-1} .

4. Метод измерения нагрузки – с помощью динамометрической скобы и индикатора часового типа.

5. Метод измерения момента трения:

– по шкале с помощью маятника;

– тензодатчиками сопротивления,

6. Питание от сети 3-х фазного переменного тока напряжением 380 В, частота 50 Гц.

7. Привод – электродвигатель А02-11-4; $P_{эд} = 0,6$ кВт; n – 1350 мин⁻¹; (141 рад⁻¹) ГОСТ 19523-81.

6.3. Устройство и принцип работы установки

Общий вид установки представлен на рис. 6.1.

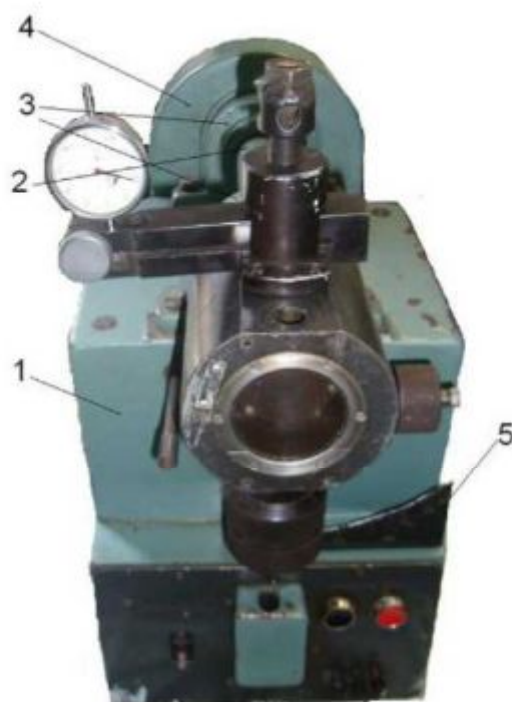


Рис. 6.1. Установка ДМ28М для испытания подшипников качения

Установка состоит из корпуса 1, на котором смонтирован вал 2 с испытательной головкой и силоизмерительным устройством. Вал находится в двух подшипниковых опорах 3 и приводится во вращение электродвигателем через трехступенчатую клиноременную передачу 4, которая находится в кожухе с быстросъемной крышкой. Натяжение ремня осуществляется натяжным устройством 5, расположенным в корпусе установки.

Схема испытательной головки приведена на рис. 2.2. Головка устанавливается на конце вала, имеющем шариковый фиксатор 1. Наружные кольца средних испытуемых подшипников 2 находятся в общей обойме 3, а наружные кольца двух крайних испытуемых подшипников 4 в корпусе головки 5, охватывающем обойму; средних подшипников в зазоре. Нагружение испытательной головки осуществляется с помощью

винтовой передачи 6, корпус 7, которой связан с корпусом головки. При этом подшипники обоймы поджимаются к втулке 8, сидящей на валу, а подшипники корпуса отжимается от нее.

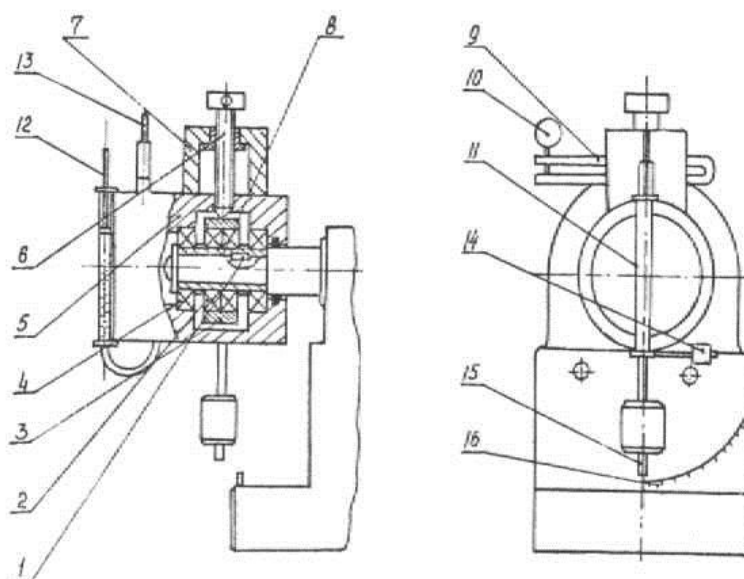


Рис. 6.2. Испытательная головка на установке ДМ28М

Силоизмерительное устройство состоит из динамометрической скобы 9 и индикатора 10. Тарировочная характеристика динамометрической пружины приведена на рис. 6.3.

На испытуемой головке имеется смазочное устройство для смазки подшипников, состоящее из цилиндра 11 с поршнем 12. Передвижением поршня можно изменять уровень масла в подшипниках. Для определения начала стабильной работы подшипников предусмотрен термометр 13, определяющей температуру масла. Возникающий в подшипниках момент трения стремится увлечь корпус и с ним обойму двух средних подшипников. Закрепленный на корпусе головки маятник с грузом 14 будет удерживать корпус от вращения и отклонится на некоторый угол в зависимости от величины момента сил трения в подшипнике, который обуславливается постоянными потерями.

Стрелка 15, закрепленная на маятнике по шкале 16, протарированной в Н.м, показывает величину момента трения в подшипнике. Для уравнивания головки в сборе служит груз 14, перемещающийся на резьбе по штанге. Для ограничения поворота головки при пуске электродвигателя имеются ограничительные упоры 17.

Пуск электродвигателя осуществляется нажатием кнопки «Пуск» (черного цвета), остановка – нажатием кнопки «Стоп» (красного цвета).

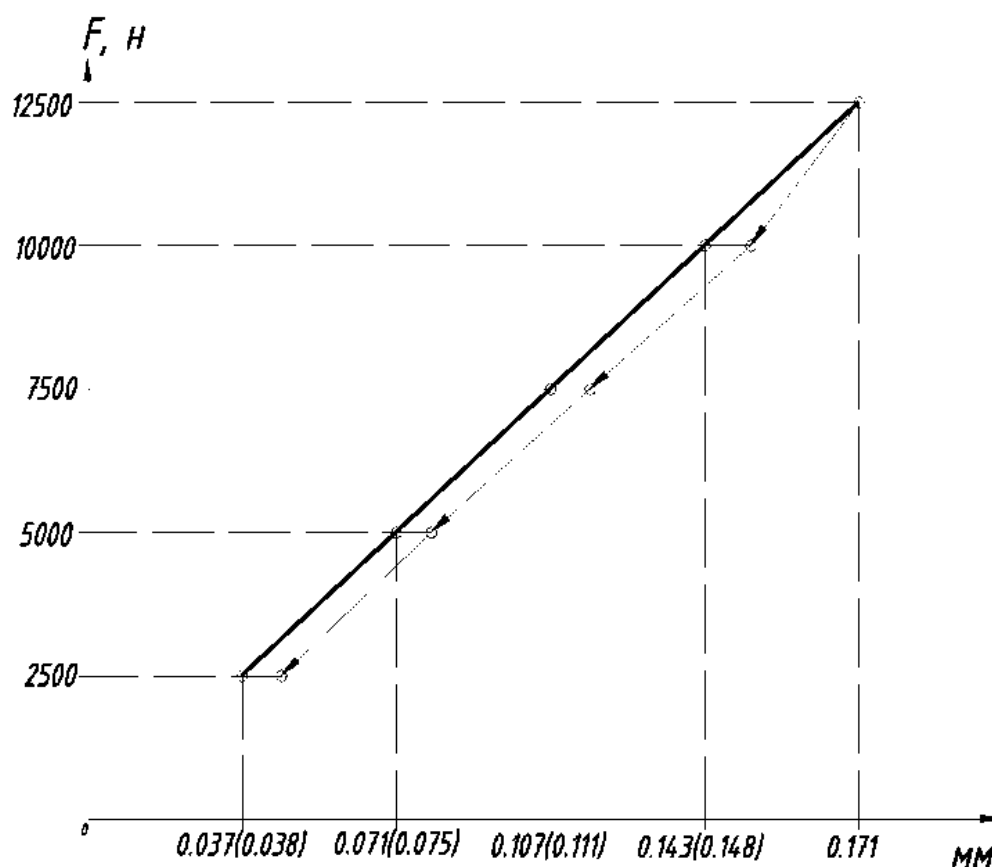


Рис. 6.3. Тарировочная характеристика динамометрической пружины

6.4. Методика проведения работы

При включении установки необходимо убедиться, что все съемные лючки и крышки, через которые осуществляется доступ к вращающимся частям установки, находятся в закрытом положении.

Первое испытание проводить без заполнения подшипников маслом. Выполнять следующие операции:

1. Установить на вал соответствующую головку.
2. Установить заданное число оборотов вала, включить установку и дать проработать 5 минут.

3. Сделать начальный отсчет момента трения без нагрузки. Отсчет снимают по отклонению стрелки маятника. Отклонение маятника показывает момент трения во всех четырех подшипниках, одновременно участвующих в работе, $M_{тр}$.

4. Выключить вращение вала. Винтом нагружения 6 создавать ряд ступеней нагрузки от 2500 Н до 12000 Н. Винт нагружения вращается с помощью ротора.

5. Для каждой ступени нагрузки измерять по шкале отсчета момент трения $M_{тр}$.

6. Повторить испытания (с п. 2 – по 5) для другого значения частоты вращения вала.

7. Повторить испытание, залив подшипники маслом:

а) по центру нижнего шарика;

б) до погружения в масло нижней части внутреннего кольца подшипника.

Масло подается в головку до риски на фланце головки. Уровень масла изменяется поршнем 12. Температура масла определяется по термометру. Испытания проводят в порядке, указанном в пунктах 2–6. Результаты опыта занести в таблицу.

8. Определить приведенный коэффициент трения. Момент трения в подшипниках от действия радиальной нагрузки

$$M = M_{тр} - M_{const},$$

тогда приведенный коэффициент трения определяется по формуле:

$$f_{np} = \frac{M}{Q \cdot d}, \quad (6.1)$$

где $Q = 2F_r$ – нагрузка на два средних подшипника испытательной головки.

9. Построить график зависимости момента трения и условного коэффициента трения от нагрузки для различных случаев смазки подшипников.

10. Построить график зависимости условного коэффициента трения от частоты вращения вала.

11. Определить расчетное значение условного коэффициента трения:

$$f_{yca} = 1.2 \cdot \frac{f_k}{d} \cdot \frac{D_0}{d_{ш}}, \quad (6.2)$$

где $f_k = 0.001$ см – табличное значение коэффициента трения качения для стали по стали;

$D_0, d_{ш}$ – диаметр расположения центров тел качения и шариков, соответственно, определяемые по справочным данным. – (сравнить f с экспериментальным).

6.5. Протокол отчета

1. Характеристика испытуемого подшипника по ГОСТу, (табл. 6.1).

Таблица 6.1

Наименование подшипника		
Номер подшипника		-
Посадочный диаметр, мм	d	
Диаметр шариков, мм	$d_{ш}$	
Диаметр расположения центров шариков, мм	d_0	
Динамическая грузоподъемность, кН	C	
Статическая грузоподъемность, кН	C'	
Предельная частота вращения, мин ⁻¹	n	

2. Схема нагружения исследуемых подшипников.

3. Результаты испытания подшипников оформляются в виде таблицы (табл. 6.2).

Таблица 6.2

Частота вращения	n	n_1	n_2	n_3	n_4
Момент трения, не зависящий от нагрузки, Нм	M_{const}				
Нагрузка, Н	Q				
Момент трения, Нм	$M_{тр}$				
Момент трения, зависящий от нагрузки	M				
Приведенный коэффициент трения	f_{np}				

4. Строятся графики зависимости

$$M = f(Q), \quad f_{np} = f(Q), \quad f_{np} = f(n).$$

Контрольные вопросы

1. Дать характеристику исследуемых подшипников.
2. Как изменяется момент трения в подшипнике с изменением нагрузки?

3. Как изменяется приведенный коэффициент трения в подшипнике с изменением нагрузки?
4. Как влияет на момент трения и приведенный коэффициент трения уровень смазки в подшипнике?
5. От чего зависят потери в подшипниках качения?

Лабораторная работа 7

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ В РЕЗЬБЕ И НА ТОРЦЕ ГАЙКИ

Цель работы

Экспериментальное определение коэффициента трения в резьбе и на торце гайки и зависимости их от диаметра резьбы, шага резьбы, наличия смазки.

7.1. Общие положения

В процессе сборки соединений большинство болтов испытывает растяжение и кручение, обусловленные затяжкой. Величина необходимой силы затяжки $T_{зат}$ зависит от величины и характера затяжки, действующих на соединение нагрузок, назначение соединения, жесткости соединяемых деталей и т.п.

Для завинчивания гайки к ней необходимо приложить момент $T_{зав}$, который равен:

$$T_{зав} = T_T + T_P, \quad (7.1)$$

где T_T – момент трения на опорном конце гайки;

T_P – момент сил в резьбе.

В процессе затяжки болта окружная сила F_t , действующая на среднем диаметре резьбы, создает осевую силу затяжки F , растягивающую болт.

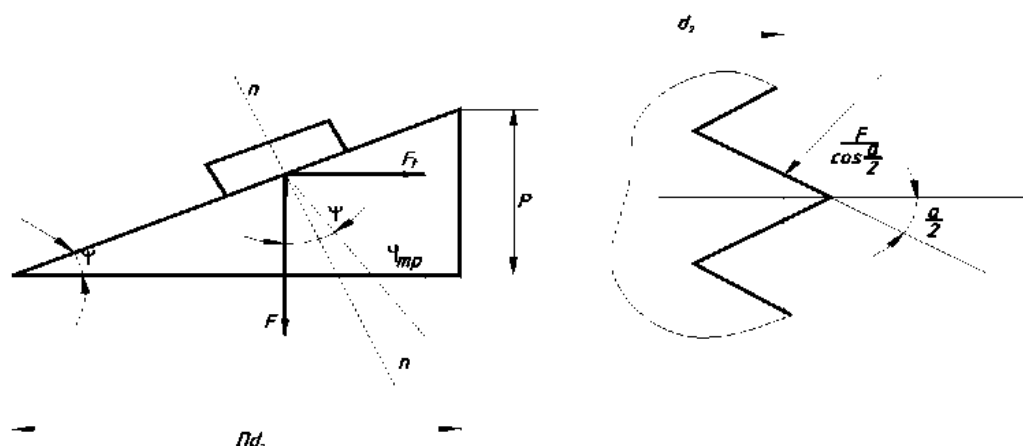


Рис. 7.1. Схема расположения сил в резьбе

Используя известные геометрические зависимости (рис. 7.1.) получаем уравнение для определения момента сил в резьбе:

$$T_0 = 0.5 F d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi'), \quad (7.2)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы;

ψ – угол подъема резьбы, определенный по формуле $\operatorname{tg} \psi = \frac{P}{\pi d_2}$

(P – шаг резьбы);

φ – приведенный угол трения в резьбе, равный $\varphi' = \operatorname{arctg} f_{np}$;

f_{np} – приведенный коэффициент трения в резьбе, учитывающий влияние угла профиля (рис. 7.1)

Для резьб с углом профиля $\alpha = 60^\circ$ приведенный коэффициент трения в резьбе f_{np} и действительный связаны зависимостью.

$$f = f_{np} \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \text{ или } f = 0.87 f_{np}. \quad (7.3)$$

При определении приведенного угла трения φ' по величине момента сил в резьбе T_p получаем:

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{2T_p}{F \cdot d_2} - \psi, \quad (7.4)$$

Коэффициент трения на торце гайки f_m можно определить из уравнения:

$$T_m = F \cdot f_m \cdot \left(\frac{d_{cp}}{2} \right), \quad (7.5)$$

где d_{cp} – средний диаметр опорной поверхности гайки

$$d_{cp} = \frac{(D_1 + d_{отв})}{2};$$

D_1 – наружный диаметр опорного конца гайки (размер гайки под ключ);

$d_{отв}$ – диаметр отверстия под ключ (рис. 7.2).

Тогда из формулы (7.5)

$$f_m = \frac{2T_m}{F \cdot d_{cp}}, \quad (7.6)$$

При подстановке значения моментов в формулу (7.1) искомая зависимость примет следующий вид:

$$T_{зат} = 0.5 F d_2 \left[\left(\frac{D_{сп}}{d_2} \right) \cdot f + \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \right]. \quad (7.7)$$

Анализ полученного выражения показывает, что величина момента, необходимого для завинчивания гайки, для данного резьбового соединения зависит от коэффициентов трения в резьбе и на торце гайки, а также от силы затяжки. На коэффициенты трения влияет ряд факторов - сочетание материалов деталей, точность и шероховатость сопряженных поверхностей, наличие смазки.

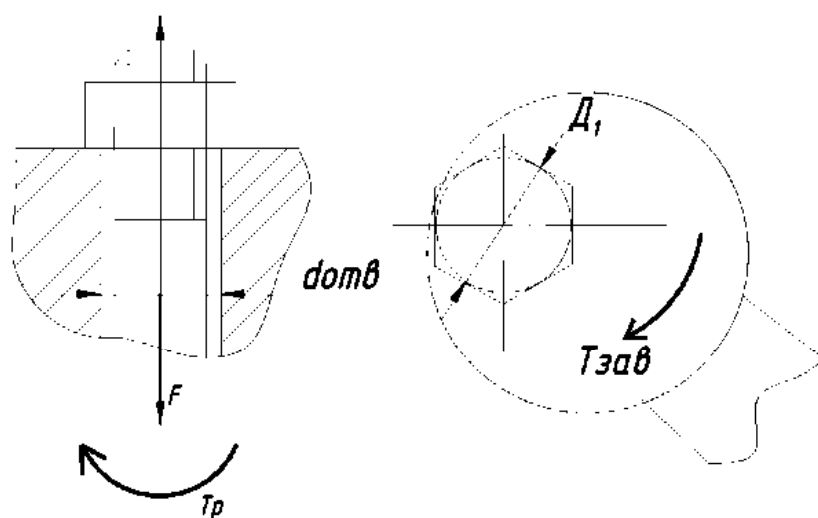


Рис. 7.2. Схема моментов в болтовом соединении

7.2. Установка для испытания

Установка состоит из сварного корпуса, к которому двумя винтами крепится динамометрическая пружина. В центре динамометрической пружины через фееерическую шайбу устанавливается испытуемый болт. Болт стягивается гайкой, торец его опирается на втулку. Втулка, в свою очередь, опирается на упорный шарикоподшипник. Завязка болта осуществляется динамометрическим ключом, снабженным набором съемных головок для различных диаметров гаек. Для исключения поворота болта в момент затяжки, головка его фиксируется сухарем. По показаниям индикатора динамометрической пружины определяется усилие затяжки болта $F'_{зат}$ по тарировочной характеристике пружины. Крутящий момент в резьбе T_p измеряется по показанию индикатора динамо-

метрического ключа, как произведение $Q_p \cdot L$. Q_p – усилие на ключе, определенного по тарифовочному графику; $L = 600$ мм.

Для определения полного момента $T_{зав}$ в нагруженном приспособлении вместо втулки устанавливается ограничитель, который фиксируется штифтом. В этом случае упорный шарикоподшипник не работает.

Момент $T_{зав}$ определяется по тарифовочному графику и показанию индикатора динамометрического ключа, а момент трения на терце гайки M_T определяется как разность моментов $T_{зав}$ и T_p при одинаковом осевом усилии. Тарифовочные графики на динамометрический ключ и пружину прилагаются к установке.

7.3. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством и принципом действия установки. Произвести обмер бола и гайки, полученные значения занести в табл. 7.1.

2. Определить максимально допускаемую осевую силу $F_{зат}$, возникающую от затяжки болта, из условия прочности на совместное действие растяжения и кручения.

$$\beta \cdot \frac{F_{зат}^{max}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq G_{раdm}, \quad (7.1)$$

где $G_{раdm} = 0.6 G_y$ – допускаемое напряжение при растяжении, G_y – предел текучести определяется по таблицам ГОСТов. Для материалов Ст 3...10 $G_y = 200$ МПа;

$\beta = 1.3$ – коэффициент, учитывающий кручение;

d_1 – внутренний диаметр резьбы.

Окончательно допускаемая осевая сила

$$F_{зат}^{adm} = \left(\frac{\pi d_1^2}{4} \right) \cdot \beta \cdot \sigma_{раdm}. \quad (7.2)$$

3. Собрать приспособление для случая, когда торец гайки опирается на втулку 5. Произвести нагружение соединения силой затяжки $F_{зат}$ по индикатору 7, причем максимальная сила затяжки не должна превышать допускаемую $F_{зат}^{max} \leq F_{зат}^{adm}$.

Для каждого значения $F_{зам}$ по тарифовочному графику определяют требуемую деформации пружины. Эту деформацию создает динамометрическим ключом, следя за стрелкой индикатора 7 пружины, и одновременно фиксируют показания индикатора на ключе. Данные занести в табл. 7.2.

Если пренебречь моментом сил трения в упорном подшипнике, то показания индикатора динамометрического ключа дадут значения усилия T_p , необходимого для преодоления момента сил в резьбе.

$$T_p = Q_p \cdot L, \quad (7.3)$$

где $L = 600$ мм – рабочая длина ключа.

Величину коэффициента трения в резьбе определяем последовательно:

$$\varphi' = \arctg \frac{2T_p}{F \cdot d_2 - \psi},$$

$$f' = \tg \varphi'.$$

$$f'' = 0.87 \cdot f'.$$

Примечание: нагружение на каждой ступени проводят 3 раза, и в качестве расчетного берут среднее значение. Динамометрический ключ вращать плавно, без рывков и остановок; ключ держать только за рукоятку стержня.

4. Вместо втулки 5 установить ограничитель 8. В этой случае упорный подшипник не работает. Начинают нагружение болтового соединения при тех же значениях $F_{зам}$, что в п. 3. Эти значения дадут на динамометрическом ключе усилие $Q_{зав}$, необходимое для преодоления момента сил в резьбе и сил трения на торце.

$$T_{зав} = Q_{зав} \cdot L.$$

Тогда момент трения на торце гайки определяется как $T_T = T_{зав} - T_p$. Коэффициент трения на торце гайки определяется по формуле (7.6). Результаты заносят в табл. 7.2.

5. Выполняют п. 3 и п. 4 для резьбы того же диаметра, но другого шага.

6. Выполняют п. 3 и п. 4 для резьбы другого диаметра.

7. Выполняют п. 3 и п. 4 для первой резьбы, но предварительно производят смазку.

7.4. Выводы

1. Построить графики изменения f и f_m в зависимости от изменения величины усилия затяжки $F_{зат}$, график зависимости $T_{зав} = f(F_{зав})$;
2. Проанализировать, в каком соотношении находятся моменты T_p и T_m , от чего зависит надежность самоторможения резьбы.
3. Сравнить величины f и f_m , полученные во время эксперимента, со справочными.

7.5. Протокол отчета

1. Цель работы.
2. Схема установки.
3. Исходные данные табл. 7.1.

Таблица 7.1

Характеристика испытываемых болтов

Наименование величины	Обозначение	Способ определения	1	2	3
Материал болта		задается			
Предел текучести, МПа	G_y	«-«-«-			
Наружный диаметр, мм	d	измерить			
Шаг резьбы, мм	p	«-«-«-			
Внутренний диаметр, мм	d_1	ГОСТ			
Средний диаметр резьбы, мм	d_2	ГОСТ			
Угол подъема резьбы, град.	ψ'	ГОСТ			
Угол профиля резьбы, град.	α				
Наружный диаметр опорной поверхности гайки, мм	d_1	измерить			
Диаметр отверстия под болт, мм	$d_{отв}$	измерить			
Средний диаметр опорной поверхности, мм	$d_{ср}$	рассчитать			
Допускаемое напряжение при растяжении, МПа	$\sigma_{растм}$	рассчитать			
Допускаемая сила затяжки, Н	$F_{затм}^{растм}$	рассчитать			

4. Экспериментальное определение моментов затяжки для преодоления моментов T_m и T_p . Данные занести в табл. 7.2.

Таблица 7.2

Таблица измерений и расчетных параметров

Сила затяжки, кН		Сила на ключе				T_p	$T_{зам}$	T'
	Показание индикатора, мм	Индикатор, мм	Q_p	Индикатор, мм	$Q_{зам}$ II	$H \cdot м$	$H \cdot м$	$H \cdot м$
$F_1 = 2.5$	0.05							
$F_2 = 5.0$	0.10							
$F_3 = 7.5$	0.15							
$F_4 = 10.0$	0.20							

5. Определение коэффициентов трения в резьбе и на конце гайки.

Таблица 7.3

Таблица расчета коэффициента трения в резьбе

Наименование величины	Значения при различных силах			
	F_1	F_2	F_3	F_4
Приведенный угол трения φ'				
Приведенный коэффициент трения $f_{пр}$				
Действительный коэффициент трения f				
Среднее значение				

Таблица 7.4

Таблица расчетов коэффициента трения в резьбе

Наименование величины	Значения при различных силах			
	F_1	F_2	F_3	F_4
Момент на торце гайки, T_T				
Коэффициент трения на торце f_m				
Среднее значение				

6. Графики

$$f = f(F_{зам}); f_{тр} = f(F_{кон}); T_{зав} = f(F_{зам})$$

7. Выводы.

Контрольные вопросы

1. Классификация резьб.
2. Какие существуют виды профилей винтовой поверхности?
3. Какими основными параметрами характеризуется резьба?
4. Применение резьб.
5. Зависимость для определения трения в резьбе.
6. Какое практическое значение имеет точное определение момента, необходимого для завинчивания гайки?
7. У какого типа резьбы самоторможение лучше, и почему?
8. Почему важно при проведении эксперимента соблюдать условие $F_{зам} \leq F_{зам}^{adm}$?

Лабораторная работа 8

ОСНОВЫ МОНТАЖА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕДУКТОРА

Цель работы

Составление кинематической схемы редуктора, исследование его кинематики, определение параметров зубчатых колес, межцентровых расстояний, к.п.д. редуктора, а также изучение опор валов, креплений зубчатых колес на валах, смазки редуктора. Усвоение теоретического материала, ознакомление студентов с наиболее типичными узлами и деталями редукторов.

8.1. Общие понятия

Для проведения работы, необходимо иметь цилиндрический косозубый двухступенчатый редуктор, штангенциркуль и угломер.

Цилиндрические редукторы служат для уменьшения числа оборотов и для увеличения крутящих моментов. Чаще всего редукторы располагаются между электродвигателями и исполнительным механизмом, требующими пониженного числа оборотов. Цилиндрические редукторы передают вращение между параллельными валами.

В приливах корпуса, где располагаются подшипниковые узлы, должна быть сквозная расточка, соответствующая диаметру наружного кольца наиболее нагруженного подшипника.

Внутренние кольца подшипников устанавливаются на валы редукторов с натягом. Зубчатые колеса соединяются с валом шпонками для передачи крутящих моментов. Иногда колеса малого диаметра делаются заодно с валом. Зубчатые колеса смазываются окунанием их в масляную ванну. Контроль уровня масла осуществляется маслоуказателями или через смотровое окно, располагаемое обычно в стенке редуктора и закрытое оргстеклом. Уровень масла должен быть таким, чтобы колеса погружались в масляную ванну на глубину не более $1/3$ диаметра колеса. Необходимое общее количество масла можно определить по мощности электродвигателя, из расчета, примерно 0,5 литра на 1 кВт передаваемой мощности. Смазка подшипников качения редукторов наиболее просто осуществляется разбрызгиванием масла зубчатыми колесами. Если смазка разбрызгиванием не применима, например, из-за малых окружных скоростей зубчатых колес, применяют консистентную смазку. При консистентной смазке предусматривают некоторое пространство для заполнения смазкой.

Важным условием для цилиндрических редукторов является соосность колес. Межцентровые расстояния в цилиндрических редукторах определяются по расчету.

$$\alpha_{\omega 1-2} = \frac{m_m(z_1 + z_2)}{\cos \beta_1 - 2}, \quad (8.1)$$

$$\alpha_{\omega 3-4} = \frac{m_m(z_3 + z_4)}{\cos \beta_2 - 2}, \quad (8.2)$$

В составных редукторах $A_{1-2} = A_{3-4}$. Чаще всего межцентровые расстояния стандартизируются. Общее передаточное число редуктора определяется как произведение передаточных чисел отдельных его ступеней.

Передаточные числа отдельных его ступеней легко определяется подсчетом чисел зубьев и колес.

$$u_{1-2} = \frac{z_2}{z_1} \cdot u_{3-4} = \frac{z_4}{z_3} \text{ и т.д.}, \quad (8.3)$$

$$u_{ред} = u_{1-2} \cdot u_{3-4}, \quad (8.4)$$

К.п.д. редуктора можно рассматривать как отношение мощности полученной (т.е. мощности на выходном валу редуктора, соединяемого с валом исполнительного механизма) к мощности затраченной (т.е. мощности на входном валу редуктора). Чем больше потери на трение внутри редуктора, тем меньше к.п.д. Коэффициенты полезного действия отдельных узлов редуктора определяются экспериментально.

Известно, что к.п.д. закрытой зубчатой передачи $\eta_{zm} = 0.97 \pm 0.98$, открытой зубчатой передачи $\eta_{om} = 0.95$, пары подшипников качения $\eta_p = 0.99$ и т.д.

Общий к.п.д. редуктора определяется как произведение к.п.д. всех его узлов, где происходят потери на трение:

$$\eta_{ред} = \eta_{1-2} \cdot \eta_{3-4} \cdot \eta_n^a \quad (8.5)$$

8.2. Порядок выполнения работы

1. Отвинтить гайки фланцевых болтов и болтов подшипниковых узлов и снять верхнюю крышку редуктора. Осмотреть крышку редуктора, установив места крепления рым-болтов и местонахождение люка для заливки масла и осмотра зубчатых колес.

2. Осмотреть внутреннее устройство редуктора, определим:

а) число ступеней редуктора;

б) подсчитать число зубьев шестерни z_1 , и колеса z_2 первой ступени, число зубьев шестерни z_3 и колеса второй ступени z_4 .

3. Начертить кинематическую схему редуктора так, как показано на рис. 8.1 и обозначить на ней число зубьев на каждом колесе.

4. Определить передаточное число первой ступени u_{1-2} по формуле (8.3).

5. Определить передаточное число второй ступени u_{3-4} по формуле (8.3).

6. Подсчитать общее передаточное число редуктора $u_{ред}$ по формуле (8.4).

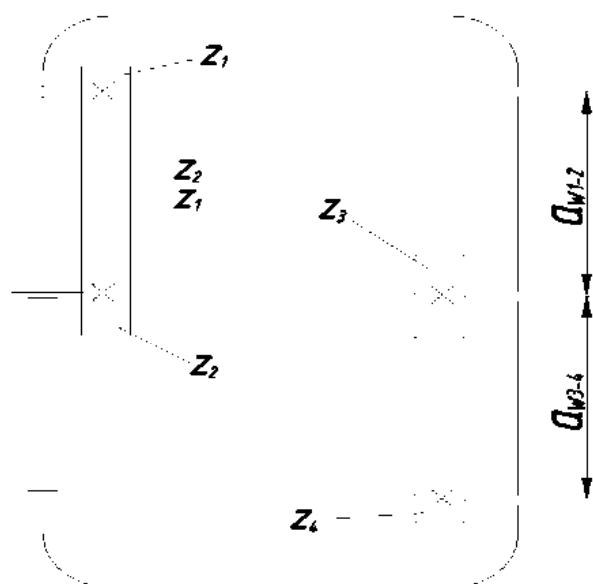


Рис. 8.1. Кинематическая схема редуктора

7. Измерить расстояние H_1 от основания редуктора до осей быстрого и тихоходного валов, пользуясь линейкой.

8. Измерить диаметры валов: $d_{в1}$; $d_{в2}$; $d_{в3}$.

9. Измерить расстояние от поверхности 1-го вала до окружности выступов шестерни L .

10. Измерить расстояние от поверхности 2-го вала до окружности выступов колес, находящихся на нем L_2 и L_3 .

11. Измерить расстояние от поверхности 3-го вала до окружности выступов колеса, находящегося на нем L_4 .

12. Измерить углы наклона зубьев обеих пар колес β_1 и β_2 .

13. Подсчитать диаметры выступов всех колес, пользуясь зависимостью $J_{e1} = 2L + d_6$.

14. Определить по диаметрам выступов значение нормальных модулей зацепления:

$$m_{n1} = J_{e1} \div \left(\frac{z_1 + 2}{\cos \beta_1} \right); m_{n1} = J_{e2} \div \left(\frac{z_2 + 2}{\cos \beta_1} \right);$$
$$m_{n2} = J_{e3} \div \left(\frac{z_3 + 2}{\cos \beta_2} \right); m_{n2} = J_{e4} \div \left(\frac{z_4 + 2}{\cos \beta_2} \right).$$

15. Измерить расстояние между центрами валов α_m (измерение произвести 3 раза и взять среднее значение α_{m1-2} и α_{m3-4}).

16. По межцентровым расстояниям α_{m1-2} и α_{m3-4} , числам зубьев и углам наклона подсчитать модули зацепления первой и второй ступеней m_{n1} , m_{n2} , пользуясь формулами (8.1) и (8.2).

17. Подсчитать среднее значение модулей 1 и 2 ступеней.

18. Расчетные величины средних значений модулей округлить по ГОСТ9563-63.

19. Перечислить детали, где происходят потери мощности и указать значение к.п.д. каждой из них.

20. Определить общий к.п.д. редуктора.

21. Замерить диаметры концов входного быстроходного и тихоходного валов редуктора и сравнить их.

22. Определить при осмотре нижней корпуса редуктора местоположение маслоуказателя и спускной пробки.

23. Подсчитать количество болтов, скрепляющих нижнюю и верхнюю части корпуса редуктора.

24. Определить количество и местоположение подшипников качения.

25. Подсчитать количество глухих и сквозных крышек подшипников и определить характер их соединения с корпусом (на болтах или врезные).

26. Зарыть редуктор и соединить верхнюю и нижнюю части корпуса болтами.

8.3. Протокол отчета

Отчет по лабораторной работе должен включить

- а) краткое описание конструкции редуктора.
- б) кинематическую схему редуктора;

в) результаты измерений и вычислений всех параметров, указанных в предыдущем разделе.

Контрольные вопросы

1. Для каких целей предназначен редуктор?
2. Каким образом соединяются подшипники с валом?
3. Каким образом соединяются зубчатые колеса с валом?
4. Каким образом осуществляется смазка зубчатых передач редуктора?
5. Каким образом осуществляется смазка подшипников редуктора?
6. Как осуществляется контроль за уровнем масла?
7. Как определяется к.п.д. редуктора?
8. Какие параметры характеризуют редуктор?

Лабораторная работа 9

ОБМЕР ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Цель работы

Ознакомление студентов с элементарными методами измерения и расчета основных параметров цилиндрических зубчатых колес эвольвентного профиля.

9.1. Общие понятия

Основными параметрами зубчатого колеса являются:

1. Число зубьев z .
2. Модуль зацепления m .
3. Угол зацепления α .
4. Диаметр делительной окружности d .
5. Диаметр основной окружности d_a .
6. Шаг зацепления P .
7. Диаметр окружности выступов d_{α} .
8. Диаметр окружности впадин d_s .
9. Высота головки зуба h_a .
10. Высота ножки зуба h_s .
11. Толщина зуба по делительной окружности S .

Число зубьев z определяется непосредственным подсчетом. Модуль зацепления m колеса с эвольвентным профилем зуба находится следующим образом. Известно, что шаг зацепления по основной окружности равен:

$$P_a = P \cos \alpha = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha,$$

а следовательно,

$$m = \frac{P_a}{\pi \cos \alpha},$$

Шаг легко определяется измерением. Охватим губками штангенциркуля n зубьев колеса так, чтобы плоскости губок касались эвольвентной части профиля зуба (рис. 9.1). Для выполнения, этого условия число охватываемых зубьев n должно быть взято из табл. 9.2, в зависимости от числа зубьев колеса z .

Если точки касания A и B (рис. 9.1) соединить между собой, то получим нормаль W_n к эвольвентным профилям, которая является касательной к основной окружности. Затем охватив губками штангенциркуля $n + 1$ зубьев, измерим таким образом нормаль W_{n+1} . Разность измерений нормалей будет соответствовать расстоянию между одноименными профилями соседних зубьев и равна основному шагу P :

$$P_l = W_{n+1} - W_n. \quad (9.1)$$

Следовательно, модуль зацепления может быть определен по формуле:

$$m = \frac{W_{n+1} - W_n}{\pi \cos \alpha}, \quad (9.2)$$

где α – угол зацепления, который по ГОСТу равен 20° .

Полученное таким образом значение модуля в мм нужно сверить с ГОСТ 9563-63. Небольшие отклонение от стандартных величин модуля (не более 0.05 мм) могут быть результатом неточности замеров.

ГОСТ 9563-63 предусматривает два ряда модулей:

Первый ряд: 0.8; 1; 1.25; 2; 2.5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25.

Второй ряд: 0.9; 1.125; 1.375; 1.75; 2.25; 2.75; 3.5; 4.5; 5.5; 7; 9; 11; 14; 18; 22.

Первый ряд модулей является предпочтительным. Обмеряемые колеса могут быть с углом зацепления, поэтому выполним проверку.

Если известны диаметры окружностей выступов d_a и d_f , то модуль зацепления можно определить по формуле:

$$m = \frac{d_a}{z + 2} = \frac{df}{z - 2.5}, \quad (9.3)$$

Величины d_a и d_f при четном числе зубьев колеса измеряются штангенциркулем (рис. 9.2 а). При нечетном числе зубьев колеса величины d_a и d_f находятся в соответствии с рис. 9.2 б по формулам:

$$d_a = d_{омб} + 2H_1; \quad d_f = d_{омб} + 2H_2, \quad (9.4)$$

где $d_{омб}$ – диаметр отверстия втулки колеса.

Шаг зацепления $P = \pi \cdot m$. Угол зацепления найдется из соотношения,

$$\cos \alpha = \frac{P_g}{P}, \quad (9.5)$$

Для колес, нарезанных с нулевым сдвигом режущего инструмента, остальные параметры определяются по следующим формулам;

- диаметр делительной окружности $d = m \cdot z$;
- диаметр основной окружности $d_o = d \cos \alpha$;
- высота головки зуба $h_o = \frac{1}{2}(d_a - d)$;
- высота ножки зуба $h_f = \frac{1}{2}(d - d_f)$;
- толщина, зуба по дуге делительной окружности $S = \frac{1}{2}m \cdot \pi$;
- толщина зуба по хорде на делительной окружности

$$S_{xp} = d \cdot \sin \gamma,$$

где $\gamma = \frac{90^\circ}{z}$ – угол.

Также толщину, зуба S_{xp} можно измерить штангензубомером. Штангензубомер имеет две шкалы – 1 и 2 нониусами. Шкала 1 служит для измерения толщины зуба по хорде, а шкала 2 – для измерения радиального расстояния h'_{xp} этой хорды до окружности выступов колеса. Вдоль шкалы 2 перемещается установочная пластинка 3.

Прежде чем измерить толщину зуба по хорде, необходимо предварительно рассчитать радиальное расстояние данной хорды до вершины зуба h'_{xp} .

$$h_{xp} = \frac{1}{2}(d_a - d \cos \gamma), \quad (9.6)$$

На этом расстоянии h'_{xp} устанавливают и фиксируют установочную пластинку 3, а затем устанавливают зубомер так, чтобы установочная пластинка упиралась в вершину зуба и губки зубомера были сдвинуты до касания с зубом. Величина хордальной толщины зуба S'_{xp} читается по шкале 1.

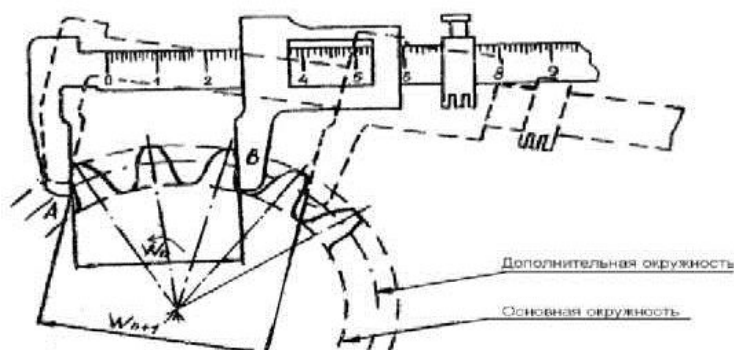


Рис. 9.1. Измерение шага зубчатых колес а) при четном количестве зубьев; б) при нечетном.

Величина хордальной толщины зубы S'_{xp} читается по шкале 1.

Измеренная величина S'_{xp} может не совпадать с расчетной величиной S_{xp} , что определит отклонение толщины зуба от теоретического значения на величину ΔS : $\Delta S = S'_{xp} - S_{xp}$.

По ГОСТ 1643-70 уменьшение толщины зуба ограничивается допуском на толщину зуба, что обеспечивает требуемую норму бокового зазора в передаче.

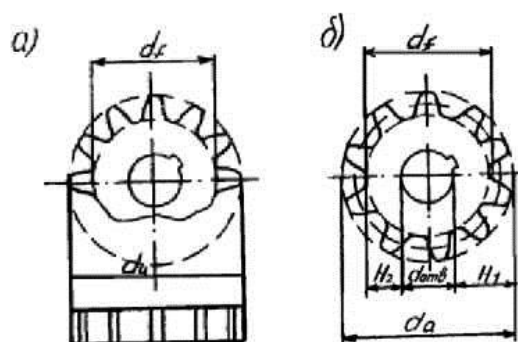


Рис. 9.2. Измерение диаметров зубчатых колес: а) при четном количестве зубьев; б) при нечетном

Обмеряемое колесо может быть корригированным, т.е. нарезанным со сдвигом режущего элемента. В этом случае необходимо определить коэффициент сдвига режущего элемента ε , выражающий величину этого сдвига в долях модуля.

$$\varepsilon = \frac{\frac{S_e}{P_e} \pi - \text{inv} \alpha - \frac{\pi}{2}}{2 \text{tg} \alpha}, \quad (9.7)$$

где $\text{inv} \alpha = \text{tg} \alpha - \alpha$.

Толщина зуба на основной окружности определяется из очевидного соотношения (рис. 9.1)

$$S_e = W_{n+1} - n P_b. \quad (9.8)$$

Здесь n – число зубьев, охватываемых губками штангенциркуля при измерении P_b .

Толщина зуба по делительной окружности (для корригированных колес) будет равна:

$$S = m \left(\frac{\pi}{2} + 2 \varepsilon \text{tg} \alpha \right). \quad (9.10)$$

9.2. Порядок выполнения работы

1. Подсчитать число зубьев колеса z .
2. По табл. 9.2. определить число n .
3. Измерить штангенциркулем отрезки W_n и W_{n+1} .
4. Определить величину P_B .
5. Определить модуль зацепления m и сравнить его со стандартным значением по ГОСТ 9563-70.
6. Выполнить проверочный расчет модуля, для чего измерить d_a и d_f .
7. Рассчитать все параметры зубчатого колеса $P, d, d_a, d_f, h_a, h_f, S$.
8. Определить хордальную толщину зуба S'_{xp} и проверить ее путем измерения штангензубомером непосредственно на колесах.
9. В случае обмера корригированного колеса, необходимо определить по формуле коэффициент сдвига ε , а затем S .
10. Оформить отчет по прилагаемой форме.

9.3. Протокол отчета

1. Число зубьев колеса z .
2. Угол профиля инструментальной рейки $\alpha_p = 20^\circ$.
3. Определение модуля зацепления m .

Таблица 9.1

Результаты обмера зубчатого колеса

Определение W_n и W_{n+1}			Расчет модуля по замерам
№ замера	W_n	W_{n+1}	$n =$ (из табл.3.2.) $P_B = W_{(n+1)cp} - W_{n(cp)}$ $m = \frac{P_B}{\pi \cdot \cos \alpha}$ Ближайшее значение модуля СТ СЭВ 310-76
1			
2			
3			
среднее			

4. Измерение диаметров окружностей выступов и впадин.

$$d_0 = \quad \text{мм}; \quad d_0 = \quad \text{мм};$$

5. Проверочный расчет модуля

$$m = \frac{d_a}{z + 2} = \frac{d_f}{z - 2.5}.$$

6. Расчет основных параметров колеса.

7. Определение толщины зуба по хорде на делительной окружности:

$$S_{xp} = d \cdot \sin \gamma, \text{ мм},$$

где $\gamma = \frac{90^\circ}{z}.$

Таблица 9.2

Зависимость n от z

z	12-18	19-27	28-36	37-45	46-59	60-63	64-72	73-81	82-90
n	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Контрольные вопросы

1. Что такое эвольвента?
2. Какой зависимостью связаны шаг зацепления и модуль?
3. Что такое корригированное зубчатое колесо?
4. Сколько рядов модулей предусматривается стандартом?

Лабораторная работа 10

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХКОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА

Цель работы

Ознакомление с конструкцией и работой двухколодочного тормоза, типа ТКТ-100 с электромагнитом типа М0-100, исследование работы двухколодочного тормоза.

10.1. Общие положения

Установка типа ДМ38М предназначена для испытания тормозов при проведении лабораторной работы по теме «Тормоз», что является закреплением знаний по важному разделу курса «Детали машин и основы конструирования»

Установка позволяет определить тормозной момент, замедление, угловую скорость и время торможения при трех различных маховых моментах и двух скоростях вращения. Величина тормозного момента может колебаться в пределах от 0,5 до 2,0 кгм.

На установке может быть определен коэффициент трения между колодками (обкладками) и тормозным шкивом.

Техническая характеристика лабораторной установки

Испытательный тормоз – двухколодочный, электромагнитный, короткоходовой, общего назначения, тип ТКТ-100. Материал обкладок – вальцовальная лента 3М-1 ГОСТ 15960-70.

а) электромагнит М0-100Б;

б) диаметр тормозного шкива, мм – 100;

в) питание электромагнита:

– ток – напряжение – частота

– переменный;

– 380 ± 1 – % Вольт;

– 50 Гц.

Тормозной момент:

а) минимальный – 0,5 кгм (5 Нм);

б) максимальный – 2,0 кгм (20 Нм).

Инерционные диски:

а) количество, шт, – 3;

б) маховый момент диска, кгм^2 – 0,39

в) приведенный маховый момент вращающихся деталей установки (без дисков), кгм^2 – 0,1.

Электродвигатель двухскоростной, тип АОЛ-31-6

а) мощность, кВт – $\frac{0,75}{1,1}$;

б) угловая скорость, об/мин	– $\frac{955}{1440}$;
рад/сек	– $\frac{95}{144}$

Измерение времени выбега – электросекундомером.

Измерение числа оборотов – тахометром или по скорости вращения электродвигателя.

Измерение тормозного момента – по шкале деформации главной пружины тормоза (по осциллографу).

10.2. Устройство и принцип работы установки

На рис. 10.1. изображен общий вид установки, где

- 1 – основание установки;
- 2 – электродвигатель;
- 3 – втулочно-пальцевая муфта;
- 4 – соединительный вал;
- 5 – полумуфта тормозной шкив;
- 6 – сменные диски;
- 7 – постоянно закрепленный диск;
- 8 – двухколодочный тормоз;
- 9 – подвижная гайка с указателем изменения длины главной (рабочей) пружины;
- 10 – шкала деформации главной пружины;
- 11 – скоба тормоза;
- 12 – главная пружина;
- 13 – контактное устройство (для подключения осциллографа);
- 14 – поворотные кронштейны контрольной панели;
- 15 – панель контроля и управления;
- 17 – сигнальная лампа «Сеть»;
- 18 – реле контроля времени (управление секундомером);
- 19 – включатель питания;
- 20 – кнопка «Разгон»;
- 21 – кнопка «Торможение»;
- 22 – кнопка «Выбег»;
- 23 – переключатель скорости «Скорость».

С помощью сменных дисков 6 устанавливается заданный маховой момент на валу 4 переключателем 23, задается скорость вращения электродвигателя. Вращением маховика и перемещением гайки 9 устанавливают заданную затяжку главной пружины 12 (фиксируют по шкале 10) и тем самым устанавливают определенный тормозной момент.

Перед пуском установки включается питание выключателем 19. Предварительно проверяется прочность закрепления дисков 6 и установка кожуха 24.

Для разгона установки включается кнопка 20 «Разгон», дается некоторое время работы для стабилизации вращения. В зависимости от назначения операции (определение времени свободного выбега при торможении) нажимается соответствующая кнопка 22 – «Выбег» или «Торможение» кнопка 21. При нажатии кнопки «Выбег» или «Торможение» происходит отключение питания на электродвигатель и автоматическое включение электросекундомера, который также автоматически останавливается с остановкой вращения вала, показывая тем самым время (с точностью 0,001 сек) свободного выбега или торможения.

Меры безопасности

Перед включением должно быть проверено заземление установки.

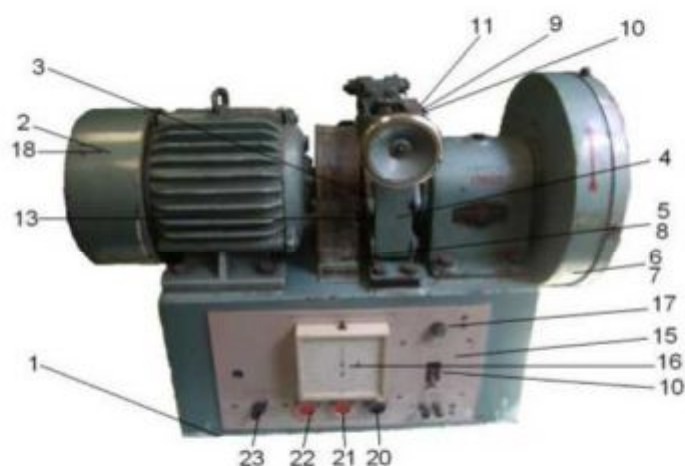


Рис. 10.1. Общий вид установки

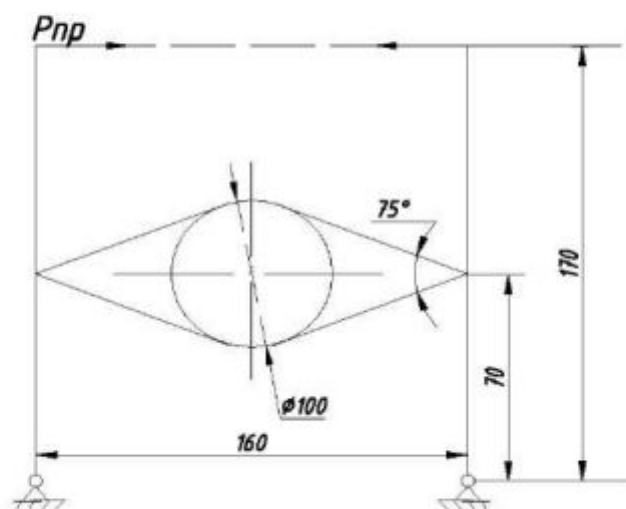


Рис. 10.2. Схема тормоза

При подключении установки необходимо убедиться в следующем:

а) гайка и контргайка крепления дисков должны быть затянуты до отказа;

б) вал установки должен вращаться только по часовой стрелке, если смотреть со стороны дисков (по стрелке, указанной на кожухе ограждения);

в) проверяется заземление.

На установке должна быть установлены защитные кожухи токоведущих элементов и вращающихся частей.

10.3. Порядок проведения работы

1. Подготовка к работе:

а) устанавливают заданное число инерционных дисков (по указанию преподавателя);

б) устанавливают заданную скорость вращения электродвигателя (по указанию преподавателя);

в) устанавливают заданную затяжку главной (рабочей) пружины (по указанию преподавателя).

2. Проведение эксперимента:

а) включают питание на установку;

б) включают электродвигатель установки, по достижении установившейся скорости нажимают «Выбег». Время выбега t_e фиксируют по электросекундомеру;

в) включают электродвигатель установки, по достижении установившейся скорости нажимают кнопку «Торможение».

Время торможения t_T фиксируют по электросекундомеру.

Примечание: Для устранения случайных помех каждое включение повторяется 4 раза, один, наиболее удаленный результат отбрасывают, а из трех оставшихся определяют среднее значение.

Обработка данных эксперимента.

Собственный момент сопротивления установки:

$$M_o = \frac{(k \cdot G/l_1^2 + G/l_2^2) \cdot n}{375 \cdot t_e},$$

где k – количество установленных инерциальных дисков;

G/l_1^2 – маховый момент одного инерционного диска, кгм^2 ;

G/l_2^2 – приведенный маховый момент вала, ротора двигателя и других вращающихся деталей, кгм^2 ;

n – число оборотов тормозного шкива. об/мин.;

t_e – время свободного выбега, полученное в эксперименте, сек.

Тормозной момент, создаваемый тормозом

$$M_T = \frac{(k \cdot G/l_1^2 + G/l_2^2) \cdot n}{375 \cdot t_T} - M_c$$

где t_T – время торможения, полученное в эксперименте, ссек.

Замедление скорости движения

$$\alpha = \frac{V}{t_T} \quad (10.1)$$

где V – окружная скорость тормозного шкива, м/ссек.

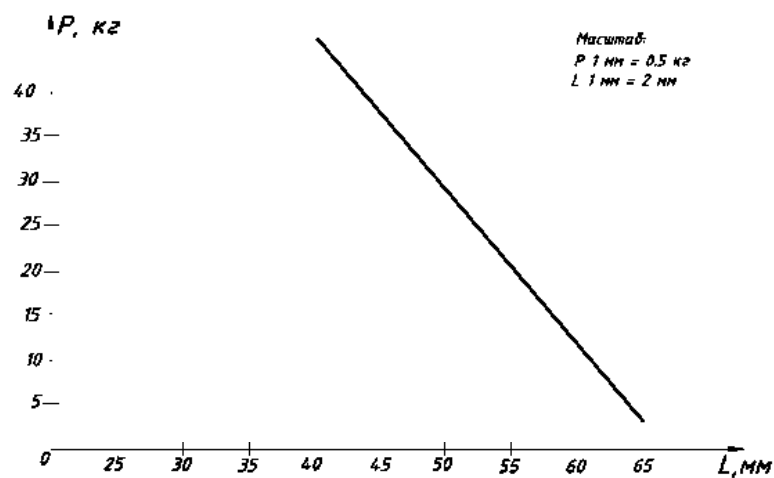


Рис. 10.3. Тарировочный график главной (рабочей) пружины

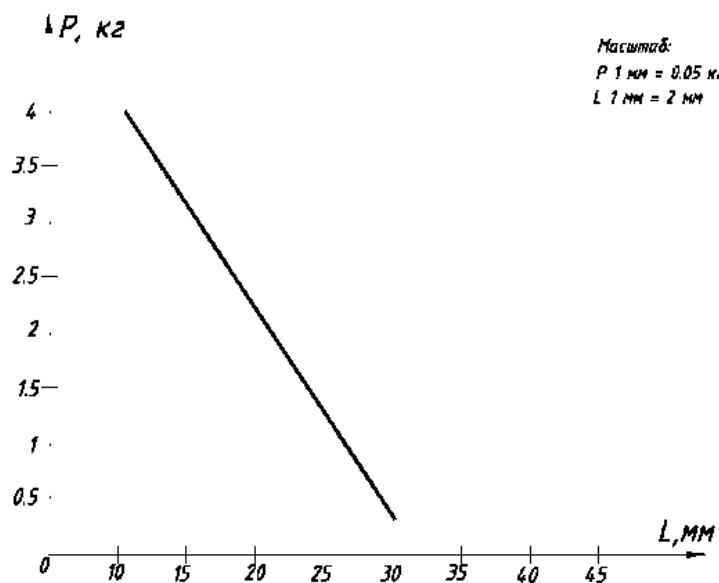


Рис. 10.4. Тарировочный график вспомогательной пружины

По величине тормозного момента, размерам тормоза (рис. 10.2), усилиям, создаваемых главной (рабочей) и вспомогательной пружинами (рис. 10.3. и 10.4.) определяют значение коэффициента трения между шкивом и обкладкой, а также определяет удельное давление на обкладке.

10.4. Отчет по работе

1. Отчет составляется на отдельных листах формата А1 с соблюдением всех требований ЕСКД.

Контрольные вопросы

1. Что такое удельное давление?
2. Что такое коэффициент трения скольжения?
3. Что такое конус трения?
4. Как связан коэффициент трения с усилием главной пружины?

Лабораторная работа 11

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА ТРЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

Цель работы

Ознакомление с конструкцией и работой установки типа ДП1А, определение момента трения в подшипниках качения.

Экспериментальное определение момента трения в подшипниках качения в зависимости от скорости вращения вала, величины и направления на подшипник нагрузки, от размеров испытываемых подшипников.

11.1. Общие понятия

1. Подшипники служат опорами для валов и вращающихся осей. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, и сохраняют заданное положение от вращения вала.

2. Подшипники качения – группа узлов, наиболее широко стандартизованная в международном масштабе и централизованно изготавливаемая в массовом производстве. В настоящее время подшипники качения – один из основных видов опор в машинах.

3. Основные достоинства подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения:

- наименьшие моменты сил трения и пусковые моменты;
- значительно меньшие требования к уходу, незначительней расход смазочных материалов;
- большая несущая способность на единицу ширины подшипника;
- меньший нагрев;
- значительно меньший расход цветных металлов, меньшие требования к материалу и термической обработке валов.

4. К недостаткам подшипников качения относятся:

- повышенные радиальные габариты;
- высокие контактные напряжения;
- отсутствие разъемных конструкций;
- меньшая способность демпфировать колебания, чем у подшипников скольжения;
- ограниченная быстроходность.

5. Потери на трение. Сопротивление вращению подшипников складывается из следующих составляющих.

Трение между телами качения и кольцами, которое, в свою очередь, складывается из трения качения и дополнительного трения скольжения. Качение в наиболее чистом виде характерно для цилиндрических роликоподшипников.

Трение тел качения о сепаратор и сепаратор о кольца.

Сопротивление масла.

Трение в уплотнениях, особенно контактных.

При малых нагрузках основное значение имеют сопротивления, связанные со смазкой и трением в сепараторе, при больших нагрузках - трение на площадке контакта между телами качения и кольцами.

Мероприятия по уменьшению потерь на трение проводят в направлении уменьшения всех перечисленных составляющих.

11.2. Устройство и принцип работы установки

1. Работа установки основана на возникновении момента сил трения появляющихся в подшипнике качения при вращении вала.

Момент сил трения, действуя на плоскую измерительную пружину, создаст определенный прогиб на ее конце. Величина прогиба, пропорциональная величине момента, изменяет величину светового потока, падающего на фотодиод, величина фототока которого регистрируется микроамперметром и характеризует величину момента сил трения.

2. Основные узлы установки размещены на вертикальной плате, которая смонтирована на литой стойке, закрепленной на основании прибора.

Органы управления и микроамперметр расположены на передней панели.

2.1. Электродвигатель смонтирован в специальном корпусе, снабженном амортизаторами для уменьшений вибраций, и упругой пружинной муфтой соединен с тахометром.

Вращение на рабочий валик передается при помощи ременной передачи. Регулировка натяжения ремня осуществляется перемещением конуса 3.

2.2. Рабочий валик прибора смонтирован на двух шарикоподшипниках в шпинделе. Верхняя часть валика имеет резьбовое отверстие, в которое ввинчивается узел испытуемого подшипника. В комплект прибора входят шесть сменных узлов с разными подшипниками, внутренний диаметр которых 5; 8 и 12 мм. При работе на узлы устанавливают и закрепляют винтами грузы, создающие нагрузку 0,5; 1 и 2 кг. На грузах имеются поводки, которые входят в седловину плоской измерительной пружины.

Тахогенератор связан с рабочим валиком и служит для определения его скорости вращения. Ток в цепи тахогенератора измеряется микроамперметром. График тарировки микроамперметра по скорости приведен на рис. 11.1.

2.2.3. Измерение момента производят измерительным устройством, смонтированным на основании, которое крепится к плите винтом. Величина светового потока, создаваемого осветителем измеряется фото-

диодом и зависит от положения шторки, укрепленной на конце деформируемой пружины. Для регулировки жесткости измерительной пружины предусмотрен хомут с зажимной рукояткой.

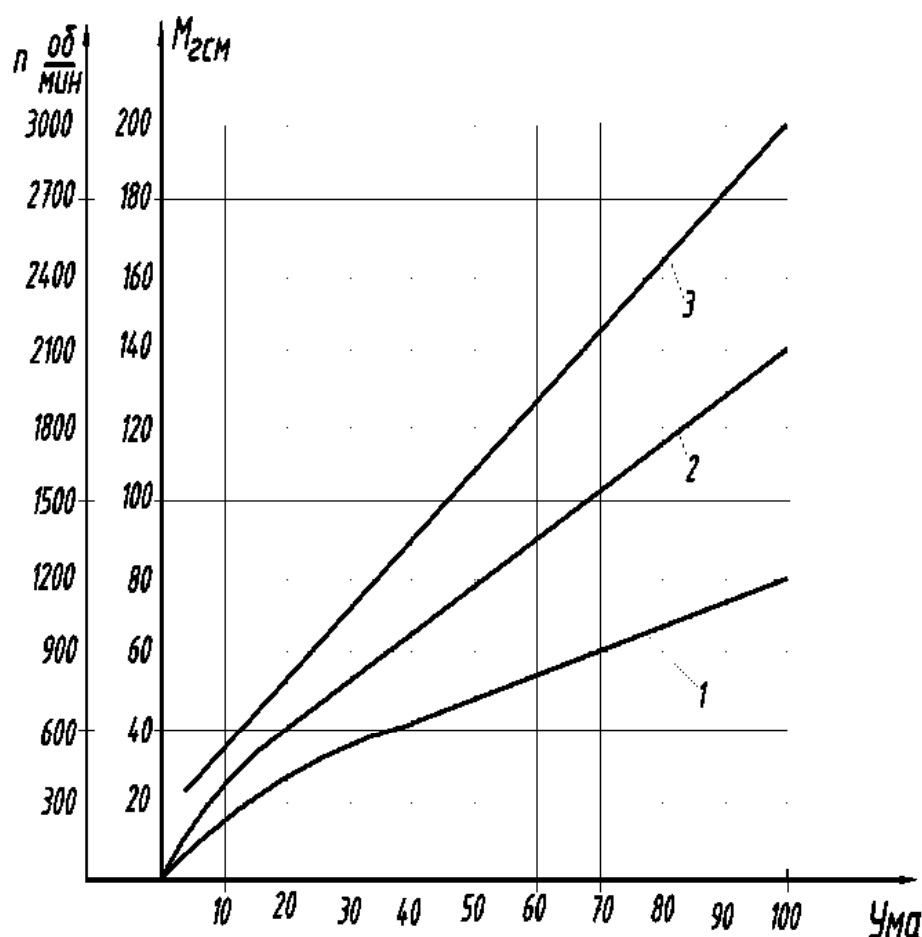


Рис. 11.1. Тарировочный график

2.4. Конструкция прибора обеспечивает поворот плиты с установленными на ней механизмами на 90° к вертикальной плоскости, чем достигается изменение соотношения радиальной и аксиальной нагрузок на подшипник.

Поворот плиты осуществляется рукояткой с пружинным фиксатором.

С противоположной стороны стойки смонтирован сектор с пазами, позволяющими фиксировать положение плиты через каждые 15° .

2.5. На лицевой стороне панели прибора размещены: микроамперметр, ручка потенциометра для бесступенчатого регулирования числа оборотов, предохранитель, сигнальная лампочка и четыре тумблера.

Тумблер «Сеть» предназначен для включения прибора в сеть.

Тумблер «1–2» предназначен для изменения чувствительности измерительного прибора – микроамперметра.

Тумблер «Двигатель» – для включения электродвигателя прибора.

Тумблер «Скорость–Момент» предназначен для переключения микроамперметра с замера тока тахогенератора (измерение скорости вращения рабочего валика) на замер тока от фотодиода (измерение момента трения).

3. Указания мер безопасности

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

3.2. Во время работы запрещается прикасаться к вращающимся частям прибора.

3.3. Запрещается открывать лицевую панель при включенном в сеть приборе.

11.3. Порядок работы

1. В рабочий валик ввинчивают выбранную оправу, устанавливают на нее груз и фиксируют его сбоку стопорным винтом. Поводок груза необходимо ввести в седловину измерительной пружины.

2. Тумблеры на передней панели ставят в положение 2 «Скорость», и «Двигатель». Регулятором скорости по тарированному графику и показаниям микроамперметра устанавливают выбранную скорость вращения вала.

3. Тумблер ставят в положение «Момент» и по показаниям микроамперметра, пользуясь тарировочным графиком (рис. 5.1), определяют момент трения в подшипнике. При недостаточной чувствительности микроамперметра тумблер переводится в положение «1».

4. Меняя угол наклона оси вращения рабочего валика, скорость его вращения, величину нагрузки и размеры испытуемых подшипников, определяют зависимости момента трения от вышеперечисленных факторов.

11.4. Оформление отчета

1. Цель работы.
2. Схема установки.
3. Краткое описание устройства.
4. График зависимости момента трения в подшипнике от скорости вращения вала.
5. График зависимости момента трения в подшипниках от величины нагрузки.
6. График зависимости момента трения от направления действующей на подшипник нагрузки.

7. График зависимости момента трения от размеров испытуемых подшипников.

8. Выводы о проделанной работе.

9. Отчет оформляется на листах 2 формата с соблюдением требованиями ЕСКД.

Контрольные вопросы

1. Каковы достоинства и недостатки шарикоподшипников по сравнению с роликоподшипниками?

2. Из каких деталей состоят подшипники качения?

3. Какие различают виды подшипников качения по форме тел качения и по направлению воспринимаемой ими нагрузки?

4. От чего зависят потери в подшипниках качения?

5. Какие условные обозначения имеют подшипники качения?

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гузенков, П.Г. Детали машин / П.Г. Гузенков. – М.: Высшая школа, 1986.
2. Ванторин, В.Д. Механизмы приборных и вычислительных систем / В.Д. Ванторин. – М.: Высшая школа, 1985.
3. Иванов, М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. – М.: Высшая школа, 1984.
4. Кузьмин, А.В. Расчеты деталей машин: справочное пособие / А.В. Кузьмин. – Минск: Высшая школа, 1986.
5. Мархель, И.И. Детали машин / И.И. Мархель. – М.: Машиностроение, 1986.
6. Подшипники качения: справочник-каталог / под ред. В.Н. Нарышкина, Р.В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984.
7. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1975.
8. Справочник конструктора РЭА: компоненты, механизмы, надежность / Н.А. Барканов, Б.Е. Бердичевский и др. – М.: Радио и связь, 1985.
9. Федоренко, В.А., Шошин, А.Л. Справочник по машиностроительному черчению / В.А. Федоренко, А.Л. Шошин. – Л.: Машиностроение, 1985.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	1
Раздел I. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ	4
Глава 1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И ОСНОВ КОНСТРУИРОВАНИЯ	4
Глава 2. ВВЕДЕНИЕ В ПЕРЕДАЧИ	24
Глава 3. ВАЛЫ И ОСИ	46
Глава 4. ПОДШИПНИКИ	50
Глава 5. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ	62
Раздел II. ЛАБОРАТОРНЫЙ КОМПЛЕКС	71
Лабораторная работа 1. ИССЛЕДОВАНИЕ ОДНОБОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА СДВИГ	71
Лабораторная работа 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ	76
Лабораторная работа 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ РЕДУКТОРА С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ПРЯМОЗУБЫМИ КОЛЕСАМИ	82
Лабораторная работа 4. ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ПРЯМОЛИНЕЙНЫХ НАПРАВЛЯЮЩИХ	88
Лабораторная работа 5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ ВАЛА	93
Лабораторная работа 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА ТРЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ	100
Лабораторная работа 7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ В РЕЗЬБЕ И НА ТОРЦЕ ГАЙКИ	108
Лабораторная работа 8. ОСНОВЫ МОНТАЖА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕДУКТОРА	116
Лабораторная работа 9. ОБМЕР ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС	121
Лабораторная работа 10. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХКОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА	127
Лабораторная работа 11. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА ТРЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ	133
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	138