

Министерство образования и науки Российской Федерации
Южно-Уральский государственный университет
Кафедра «Теоретическая механика и основы проектирования машин»

621.8(07)
У805

Е.П. Устиновский, Е.В. Вайчулис,
Д.В. Алексушин

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Лабораторные работы

Под редакцией Е.П. Устиновского

Рекомендовано федеральным государственным бюджетным образовательным учреждением высшего профессионального образования «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана» в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по машиностроительным направлениям подготовки и специальностям

Челябинск
Издательский центр ЮУрГУ
2013

УДК 621.81(076.5) + 621.81.001.2(076.5)
У805

Одобрено
учебно-методической комиссией
аэрокосмического факультета.

Рецензенты:

кафедра «Основы конструирования деталей и узлов машин»
МГТУ им. Н.Э. Баумана
(зав. кафедрой д-р техн. наук, проф. О.А. Ряховский);
д-р техн. наук, проф. А. М. Ханов;
д-р техн. наук, проф. С. В. Евсеенков

Устиновский, Е.П.

У805 Детали машин и основы конструирования: лабораторные работы / Е.П. Устиновский, Е.В. Вайчулис, Д.В. Алексушин; под ред. Е.П. Устиновского. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2013. – 485 с.

ISBN 978-5-696-04404-0

В пособии приведены содержание и методика выполнения комплекса лабораторных работ по курсу «Детали машин и основы конструирования». Пособие состоит из трех частей и приложения:

- часть I посвящена конструктивному анализу и определению основных параметров натуральных образцов наиболее характерных деталей и узлов машин общего назначения;
- часть II содержит комплекс лабораторных работ по экспериментальному определению основных технических параметров деталей и узлов машин на действующих приводных моделях;
- часть III содержит методику и особенности проведения автоматизированных лабораторных работ с элементами автоматизированных систем научных исследований (АСНИ) по исследованию физических процессов, протекающих при работе деталей и узлов машин;
- приложение содержит формы отчетов по лабораторным работам.

УДК 621.81(076.5) + 621.81.001.2(076.5)

ISBN 978-5-696-04404-0

© Издательский центр ЮУрГУ, 2013

ПРЕДИСЛОВИЕ

Технический уровень всех отраслей народного хозяйства в значительной мере определяется уровнем развития машиностроения.

Задача машиностроения – постоянное повышение эксплуатационных и качественных показателей выпускаемой продукции. Одним из направлений решения этой задачи является совершенствование конструкторской подготовки студентов высших технических учебных заведений.

Важное место в конструкторской подготовке студентов занимает курс «Детали машин и основы конструирования». В этом курсе будущий инженер получает основные сведения и навыки, необходимые для проектирования деталей, узлов и машин в целом.

Неотъемлемой частью курса «Детали машин и основы конструирования» является лабораторный практикум, облегчающий изучение физической сущности работы деталей машин и усвоение методов их расчета. В процессе выполнения лабораторной работы студент изучает конструкции деталей и узлов общего назначения, вопросы их обслуживания и регулировки, знакомится с методикой выполнения эксперимента и статистической обработки экспериментальных данных, методами измерения усилий, деформаций, напряжений и др.

Лабораторный практикум введен в программу курса «Детали машин и основы конструирования» в середине прошлого столетия. Ввиду отсутствия лабораторной базы в то время учебные заведения самостоятельно создавали экспериментальные установки и выпускали к ним методическое обеспечение.

Одной из первых заслуживающих внимания разработок по лабораторному практикуму курса «Детали машин и основы конструирования» можно назвать учебное пособие Харьковского государственного университета, выпущенное в 1961 г. и переизданное в 1966 г. ввиду повышенного спроса [1].

Параллельно серьезные работы в этом направлении проводились в МВТУ им. Н.Э. Баумана [2].

Заслуживает внимания также пособие [3], где обобщен опыт проведения лабораторных работ по курсу «Детали машин и основы конструирования» в Белорусском политехническом институте.

Возникла настоятельная потребность в создании в стране единого центра по разработке учебных лабораторных комплексов. Было создано Одесское специальное конструкторское бюро (ОСКБ) с опытным производством при Всесоюзном специализированном научно-

производственном объединении (ВСНПО) «СОЮЗВУЗПРИБОР».

В 1989 г. ОСКБ перешло от разработок отдельных лабораторных установок к выпуску автоматизированной лаборатории по курсу «Детали машин и основы конструирования», в которой использованы элементы компьютерных технологий обучения и автоматизированных систем научных исследований (АСНИ). На этой базе кафедрой «Теоретическая механика и основы проектирования машин» Южно-Уральского государственного университета созданы две учебные лаборатории по курсу «Детали машин и основы конструирования», одна из которых оснащена автоматизированным лабораторным комплексом конструкции ОСКБ, а другая – установками без использования элементов АСНИ.

Кафедрой «Теоретическая механика и основы проектирования машин» Южно-Уральского государственного университета накоплен определенный опыт проведения лабораторного практикума по курсу «Детали машин и основы конструирования». Предыдущее издание учебного пособия по лабораторному практикуму было выпущено кафедрой в трех частях в 2004 г. [4].

В рамках Инновационного проекта Южно-Уральского государственного университета (национальный исследовательский университет) на 2010–2015 гг. научно-производственное предприятие (НПП) «Учебная техника-Профи» в составе ЮУрГУ разработало ряд новых и модернизировало существующие лабораторные установки, которые вошли в настоящее издание.

Настоящее издание существенно переработано и дополнено рядом новых лабораторных работ, изложена методика выполнения лабораторных работ с удаленным доступом.

Пособие состоит из трех частей и предназначено для организации и проведения лабораторного практикума по курсу «Детали машин и основы конструирования». Оно содержит предисловие, введение, общие требования к выполнению и защите лабораторных работ, вопросы техники безопасности при выполнении лабораторных работ, краткие сведения по статистической обработке результатов измерений, описание лабораторных установок и методику выполнения лабораторных работ. В приложении приведены формы отчетов по лабораторным работам.

Авторы весьма признательны рецензентам – кафедре «Основы конструирования деталей и узлов машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана и ее руководителю проф. О.А. Ряховскому, докт. техн. наук, проф. А. М. Ханову и докт. техн. наук, проф. С. В. Евсеенкову.

ВВЕДЕНИЕ

Вопросы повышения качества обучения актуальны и многогранны. Важным направлением усиления инженерной конструкторской подготовки являются методическое и организационное совершенствование лабораторного практикума.

Комплекс лабораторных работ должен не только способствовать лучшему освоению теоретического курса, но и на базе глубоких учебно-познавательных исследований и экспериментов вырабатывать у студентов устойчивые навыки творческого решения технических задач.

Для успешного решения этих вопросов комплекс лабораторных работ по курсу «Детали машин и основы конструирования» разделен на три направления, изложенные *в трех частях* настоящего пособия:

I. Изучение конструкций деталей и узлов машин.

II. Экспериментальные исследования моделей приводов машин.

III. Автоматизированные исследования физических процессов при работе деталей и узлов машин, включающие элементы автоматизированных систем научных исследований (АСНИ), в том числе работу с удаленным доступом.

Часть I содержит методику конструктивного анализа и определение основных параметров натуральных образцов наиболее характерных деталей и узлов машин общего назначения:

- цилиндрических, конических, червячных, планетарных и волновых редукторов;
- подшипников качения;
- витых пружин сжатия и растяжения;
- винтовых механизмов;
- колодочных тормозов.

Часть II содержит комплекс лабораторных работ по экспериментальному определению основных технических параметров деталей и узлов машин на действующих приводных моделях:

- цилиндрического, планетарного и червячного редукторов;
- ременных передач;
- валов с насаженными на них деталями (резонанс валов);
- подшипников качения и скольжения;
- резьбовых соединений (трение в резьбе и на торце гайки, процесс раскрытия стыка);

- предохранительных муфт приводов;
- колодочных тормозных механизмов.

Часть III содержит общие рекомендации, методику и особенности проведения автоматизированных лабораторных работ с использованием ЭВМ по исследованию физических процессов, протекающих при работе деталей и узлов машин:

- соединений с гарантированным натягом;
- резьбовых соединений (трение в резьбе и на торце гайки, процесс раскрытия стыка);
- передач;
- валов;
- предохранительных муфт.

Методика выполнения автоматизированных лабораторных работ с элементами АСНИ предусматривает три уровня сложности:

- демонстрационный режим;
- самостоятельный режим;
- учебно-исследовательский режим.

Содержание и методика проведения всех работ ориентированы на решение актуальных задач инженерной практики, начиная с относительно простых вопросов анализа конструктивных особенностей натуральных образцов и заканчивая глубокими исследованиями с использованием в диалоговом режиме современных компьютеров. Последние работы по своему содержанию являются элементами автоматизированных систем научных исследований (АСНИ). В целом методика проведения лабораторных работ максимально приближена к практической инженерной деятельности.

По каждой лабораторной работе должен быть составлен отчет с подробным анализом результатов и выводами. Формы отчетов приведены в приложении. Работа защищается преподавателю. В конце описания по каждой лабораторной работе приведены вопросы для самоконтроля студента.

В пособии 12 лабораторных работ посвящено изучению конструкций деталей и узлов машин, 7 лабораторных работ – экспериментальному исследованию приводов машин и 13 лабораторных работ – автоматизированному исследованию физических процессов. При организации лабораторного практикума по конкретной специальности комплекс лабораторных работ следует составлять в соответствии с учебной программой курса и имеющейся лабораторной базой кафедры.

ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ И ЗАЩИТЕ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

Цель лабораторных работ по курсу «Детали машин и основы конструирования» – изучить назначение, конструкции и взаимодействие типовых узлов и деталей машин, условия нагружения деталей, регулировку узлов, а также ознакомиться с методикой экспериментального исследования механизмов общего назначения и узлов подъемно-транспортных машин.

Общие требования, предъявляемые к студентам:

- тщательная подготовка к каждой работе с использованием лабораторных пособий, учебной литературы и конспекта лекций;
- самостоятельность и инициативность;
- добросовестность и объективность в оценке полученных результатов;
- строгое соблюдение правил техники безопасности.

Необходимо уяснить цель работы, тщательно разобраться в явлениях и процессах, проходящих в механизме или машине, чтобы уметь применять теоретические знания на практике.

В отчете по лабораторной работе должна быть сформулирована цель работы, приведены описания лабораторной установки и оснастки, полученные результаты и выводы. Сокращения русских слов и словосочетаний в отчете допускаются только общепринятые в соответствии с ГОСТ 7.12-93. Условные графические обозначения в схемах должны соответствовать ГОСТ 2.770-68*. Термины и обозначения параметров зубчатых передач должны соответствовать ГОСТ 16 530-83.

Выполненная и оформленная работа защищается исполнителями. Работа считается защищенной, если она выполнена в полном объеме, отчет оформлен в соответствии с требованиями к нему, а исполнители показали достаточно глубокие знания по теме работы.

ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

1. К выполнению лабораторной работы допускаются студенты, прошедшие инструктаж по технике безопасности и пожарной безопасности после росписи в журнале о прохождении инструктажа.
2. Все лабораторные работы проводятся под непосредственным руководством преподавателя, учебного мастера или лаборанта.
3. Без разрешения преподавателя, учебного мастера или лаборанта запрещается включать любое оборудование.
4. Перед включением лабораторного оборудования студент должен изучить порядок выполнения лабораторной работы.
5. При разборке, сборке и замере параметров редуктора во избежание получения травм не разрешается держаться за зубчатый венец при вращении вала.
6. При работе на приводных установках вращающиеся детали следует закрывать защитными экранами, если они предусмотрены в конструкции.
7. При работе с винтовыми механизмами не разрешается прикасаться к вращающимся деталям.
8. Если обнаружены какие-либо неисправности, их должен устранять только учебный мастер или лаборант.
9. По всем вопросам, возникающим при проведении работ, обращаться к преподавателю или учебному мастеру.

СТАТИСТИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЙ

Все измерения можно разделить на два типа: прямые и косвенные.

Прямые измерения – это непосредственные измерения физической величины (массы, длины, интервала времени и т.д.).

Косвенные измерения – это определение интересующей нас величины по результатам прямых измерений.

Общая черта любых измерений – невозможность получения истинного значения измеряемой величины. Результат измерения всегда содержит ошибку (погрешность), что объясняется принципиальной невозможностью точного измерения.

Пусть истинное значение некоторой величины есть μ . Измерения

этой величины, как правило, дадут результаты, отличные не только от μ , но и различные между собой. Результатами измерения этой величины будут x_1, x_2, \dots, x_n . Абсолютной ошибкой i -го измерения называется разность $x_i - \mu$, где $i = 1, 2, 3, \dots, n$. Отношение абсолютной ошибки к истинному значению измеряемой величины $\frac{x_i - \mu}{\mu}$ называется относительной ошибкой i -го измерения. Абсолютная ошибка характеризует погрешность метода измерения, относительная – его качество.

Различают три вида ошибок.

1. *Промах* (грубая ошибка) вызван резким нарушением условий испытаний при отдельном измерении. Появляется обычно в единичных экземплярах и резко отличается по величине от прочих ошибок. Наличие промаха может сильно исказить результат, следовательно, необходимо исключить эти измерения.

2. *Случайная ошибка* может иметь разные по величине значения и является следствием причин, влияние которых практически невозможно учесть. Однако можно провести количественный подсчет величины случайной ошибки, применяя методы математической статистики и теории вероятности.

3. *Систематическая ошибка* вызвана конкретными причинами и подчиняется определенному закону. Систематическая ошибка возникает, например, при тарировке упругих элементов вследствие влияния сил трения. Поэтому тарировку рекомендуют проводить не менее двух раз, сначала увеличивая, затем уменьшая нагрузку на упругий элемент. Систематическую ошибку в результаты испытаний вносят и неравномерности шкал измерительных приборов. За систематическую ошибку прибора, на котором не указан класс точности, обычно принимают половину цены деления шкалы.

Обработка результатов прямых измерений

Если величины систематической и случайной ошибок измерений близки, то они в одинаковой степени определяют точность результатов. Для оценки суммарной ошибки результат прямых измерений записывают в виде

$$x = \bar{x} \pm (\Delta x + \delta x) \text{ с вероятностью } \alpha = \dots,$$

где \bar{x} – среднее арифметическое результатов измерений;

Δx – наибольшая случайная ошибка измерений с вероятностью α ;
 δx – систематическая ошибка.

При вероятности, большей или равной α , можно утверждать, что результат измерений не будет отличаться от истинного значения на величину, большую, чем $(\Delta x + \delta x)$.

Среднее арифметическое результатов n измерений вычисляется по формуле

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}.$$

Доверительный интервал:

$$\Delta x = t_{\alpha, n} \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{(n-1)n}},$$

где $t_{\alpha, n}$ – критерий Стьюдента, определяемый в зависимости от числа наблюдений и вероятности α :

Критерий Стьюдента $t_{\alpha, n}$

Вероятность α	Число наблюдений										
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	20	∞
0,90	6,3	2,9	2,4	2,1	2,0	1,9	1,9	1,9	1,8	1,7	1,6
0,95	12,7	4,3	3,2	2,8	2,6	2,4	2,3	2,3	2,3	2,1	2,0
0,99	63,7	9,9	5,8	4,6	4,0	3,7	3,5	3,4	3,2	2,9	2,6

Отметим, что с увеличением числа измерений доверительный интервал уменьшается. Разумное число измерений должно быть таким, чтобы случайная ошибка была сравнима с систематической.

Пример оценки ошибок прямых измерений

Время торможения маховика измеряем секундомером с ценой деления 0,1 с. Результаты трех измерений и последующие расчеты представим в таблице:

Статистическая обработка результатов измерений

n	τ	$\tau_i - \bar{\tau}$	$(\tau_i - \bar{\tau})^2$
1	20,6	- 0,1	0,01
2	21,0	+ 0,3	0,09
3	20,4	- 0,3	0,09
Среднее	$\bar{\tau} = 20,7$	—	$\sum(\tau_i - \bar{\tau})^2 = 0,19$

1. Среднее значение времени торможения

$$\bar{\tau} = \frac{\sum_{i=1}^3 \tau_i}{n} = \frac{20,6 + 21,0 + 20,4}{3} = 20,67 \approx 20,7 \text{ с.}$$

Результат округлим до трех значащих цифр.

2. Найдем первые разности $(\tau_i - \bar{\tau})$ с точностью не более одной значащей цифры и их квадраты.

3. Задавшись вероятностью, например $\alpha = 0,90$, для числа измерений $n = 3$ найдем критерий Стьюдента $t_{\alpha,n} = 2,9$.

4. Доверительный интервал

$$\Delta\tau = t_{\alpha,n} \sqrt{\frac{\sum(\tau_i - \bar{\tau})^2}{(n-1)n}} = 2,9 \cdot \sqrt{\frac{0,19}{2 \cdot 3}} = 0,52 \text{ с.}$$

В качестве систематической ошибки следует взять половину цены деления секундомера $\delta\tau = 0,05$ с. Тогда полная ошибка составит

$$\Delta\tau + \delta\tau = 0,52 + 0,05 = 0,57 \text{ с.}$$

Окончательно

$$\tau = 20,7 \pm 0,57 \text{ с с вероятностью } \alpha = 0,90.$$

Обработка результатов косвенных измерений

В лабораторной практике большинство измерений – косвенные, где интересующая нас величина z является функцией одной или нескольких непосредственно измеряемых величин:

$$z = f(x, y, \dots).$$

Рассмотрим методы оценки доверительного интервала и систематической ошибки через ошибки прямых измерений величин x_1, y_1, \dots . Между ошибкой измерения и дифференциалом функции существует аналогия: обе величины являются малым приращением функции z . Полагая, что в худшем случае ошибки прямых измерений не компен-

сируются, доверительный интервал dz и систематическую ошибку δz определяют как сумму абсолютных величин вкладов ошибок прямых измерений:

$$dz = \frac{\partial f}{\partial x} dx + \frac{\partial f}{\partial y} dy + \dots ,$$

$$\delta z = \left| \frac{\partial f}{\partial x} \delta x \right| + \left| \frac{\partial f}{\partial y} \delta y \right| + \dots .$$

Доверительный интервал косвенных измерений можно оценить различными методами. При малом числе наблюдений наиболее приемлемо сведение к методу прямых измерений. Для этого вначале по зависимости $z = f(x, y, \dots)$ определяют величину z столько раз, сколько раз проведены измерения x, y, \dots . Набор чисел z_1, z_2, z_3 обрабатывают как результаты прямого измерения: находят среднее арифметическое \bar{z} и доверительный интервал Δz с заданной вероятностью α . Систематическую ошибку косвенных измерений вычисляют через систематические ошибки прямых измерений по формуле

$$\delta z = \sqrt{\delta x^2 + \delta y^2 + \dots}$$

Результат косвенных измерений записывают в виде

$$z = \bar{z} \pm (\Delta z + \delta z) \text{ с вероятностью } \alpha = \dots .$$

Пример оценки ошибок косвенных измерений

При исследовании влияния режимов работы привода на КПД редуктора в эксперименте определяют вращающие моменты на ведущем T_1 и ведомом T_2 валах редуктора с последующим вычислением КПД редуктора по формуле

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 i} ,$$

где $i = \text{const}$ – передаточное отношение исследуемого редуктора.

Вращающие моменты на валах измеряют косвенно по показаниям индикаторов часового типа, регистрирующих прогибы упругих балок, с использованием тарифовочных графиков.

Результаты трех измерений при фиксированной нагрузке на ведомом валу представим в таблице:

Экспериментальные данные при фиксированной нагрузке

Измерение	Показания индикаторов		Моменты на валах, Н·мм		$\eta = \frac{T_2}{T_1 i}$
	x_1	x_2	T_1	T_2	
1	0,50	1,40	110	2000	0,727
2	0,50	1,41	110	2020	0,735
3	0,49	1,40	108	2000	0,741
Среднее					0,734

Статистическая обработка результатов измерений:

$$1. \text{ Среднее значение КПД } \eta = \frac{\sum_{j=1}^n \eta_j}{n} = \frac{0,727 + 0,735 + 0,741}{3} = 0,734.$$

2. Задавшись вероятностью, например $\alpha = 0,90$, для числа измерений $n = 3$ найдем критерий Стьюдента $t_{\alpha, n} = 2,9$.

$$3. \text{ Доверительный интервал } \Delta\eta = t_{\alpha, n} \sqrt{\frac{\sum (\eta_j - \bar{\eta})^2}{(n-1)n}} =$$

$$= 2,9 \cdot \sqrt{\frac{(0,727 - 0,734)^2 + (0,735 - 0,734)^2 + (0,741 - 0,734)^2}{2 \cdot 3}} = 0,004.$$

4. Расчет систематической ошибки косвенного измерения. Систематические ошибки накапливаются при замере показаний обоих индикаторов в процессе тарировки установки и в процессе замера показаний индикаторов, а также при пользовании тарировочным графиком при переходе от показаний индикаторов к величине моментов на валах. В качестве систематической ошибки индикатора следует взять половину цены его деления, что в относительных единицах составит $\delta_{\eta} = 0,005$. Систематическую ошибку масштабного коэффициента при пользовании тарировочным графиком можно принять $\delta_r = 0,01$.

Тогда систематическая ошибка косвенного измерения КПД редуктора составит $\delta\eta = \sqrt{4\delta_{\eta}^2 + 2\delta_r^2} = \sqrt{4 \cdot 0,005^2 + 2 \cdot 0,01^2} = 0,017$.

5. Полная ошибка косвенного измерения

$$\Delta\eta + \delta\eta = 0,004 + 0,017 = 0,021.$$

Окончательно $\eta = 0,734 \pm 0,021$ с вероятностью $\alpha = 0,90$.

ЧАСТЬ I

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ МАШИН

Комплекс лабораторных работ по изучению натуральных образцов деталей и узлов машин решает начальные, но очень важные задачи конструкторской подготовки специалиста. Основной целью всех работ этого цикла является получение знаний и навыков грамотного инженерного анализа конструктивных особенностей деталей и узлов машин. В процессе проведения работ необходимо научиться определять характерные конструктивные параметры изучаемых объектов, разрабатывать для них эскизные чертежи с простановкой габаритных, установочных и присоединительных размеров, составлять кинематические схемы передач. Значительное внимание должно быть уделено вопросам технологической последовательности изготовления деталей, сборки и разборки узлов, их регулировки, расчету силовых и кинематических параметров.

Взамен упрощенному изучению устройства машин и их узлов студенты должны научиться проводить углубленный анализ особенностей конструктивного исполнения, что в свою очередь является первоосновой инженерной конструкторской подготовки.

Работа 1.1. Изучение конструкции и определение основных параметров цилиндрического двухступенчатого редуктора

Цель работы

1. Изучить назначение и конструкцию двухступенчатого цилиндрического редуктора, его узлов и деталей.
2. Определить параметры зубчатых передач редуктора.
3. Ознакомиться с особенностями обслуживания редукторов в эксплуатации (регулировка подшипниковых узлов, заливка масла, проверка его уровня и т.п.).

В результате выполнения работы студент

- *должен знать:*
 - назначение, конструкцию, области применения и особенности обслуживания редукторов в эксплуатации;
 - назначение и конструктивные особенности деталей редуктора;
- *должен уметь:*
 - составлять кинематические схемы редукторов;
 - выполнять анализ конструктивных особенностей цилиндрических редукторов различных типоразмеров;
 - определять величины передаточных отношений отдельных ступеней и редуктора в целом;
 - регулировать подшипниковые узлы валов редуктора;
 - выполнять эскиз редуктора с простановкой габаритных, установочных и присоединительных размеров.

Краткие теоретические сведения

Редуктором называют механизм, включающий передачи зацеплением, выполненный в виде отдельного агрегата и предназначенный для передачи механической энергии от двигателя к исполнительному механизму с уменьшением (редукцией) частоты вращения и увеличением вращающего момента.

Цилиндрические редукторы содержат цилиндрические зубчатые передачи и передают движение между параллельными валами. Они имеют высокую нагрузочную способность и коэффициент полезного действия, технологичны в производстве, просты в эксплуатации и ремонте. Все это способствует их широкому применению в различных отраслях машиностроения.

По относительному расположению валов в пространстве различают горизонтальные и вертикальные цилиндрические редукторы.

В зависимости от числа ступеней передач редукторы подразделяют на одно-, двух- и многоступенчатые.

При небольшом передаточном отношении ($i \leq 6,3$) применяют *одноступенчатые* редукторы (рис. 1.1, а).

Ряд *двухступенчатых* редукторов расширяет интервал передаточных отношений до значений $i = 8 \dots 40$. Двухступенчатые редукторы могут быть выполнены как по развернутой схеме, в том числе с раздвоенной быстроходной или тихоходной ступенью, так и соосными.

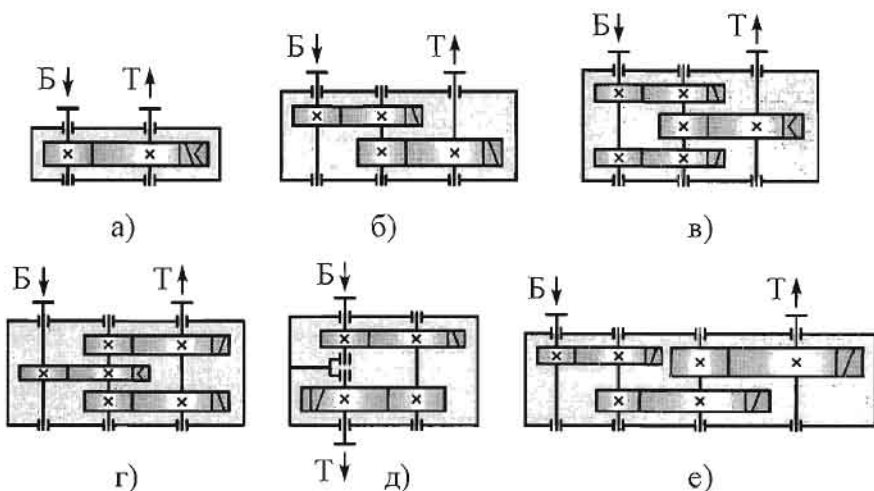


Рис. 1.1. Схемы цилиндрических редукторов:

- а) одноступенчатый; б) двухступенчатый по развернутой схеме;
- в) двухступенчатый с раздвоенной быстроходной ступенью;
- г) двухступенчатый с раздвоенной тихоходной ступенью;
- д) двухступенчатый соосный; е) трехступенчатый

Цилиндрические редукторы, выполненные по развернутой схеме согласно рис. 1.1, б, отличаются простотой конструкции, но из-за несимметричного расположения зубчатых колес относительно опор склонны к повышенной концентрации нагрузки по длине зуба.

Для улучшения условий работы более нагруженной тихоходной передачи редукторы выполняют с раздвоенной быстроходной ступенью (рис. 1.1, в). В этой конструкции зубчатые колеса тихоходной ступени расположены симметрично относительно опор, что снижает концентрацию нагрузки по длине зуба и в сочетании с противоположным направлением наклона зубьев зубчатых колес быстроходной раздвоенной ступени приводит к снижению массы редуктора на 10...20%. Однако трудоемкость изготовления таких редукторов более высокая.

В редукторе с раздвоенной тихоходной ступенью (рис. 1.1, г) снижается концентрация нагрузки по длине зуба быстроходной передачи, а также замыкаются осевые силы в зацеплениях тихоходной передачи.

Применение соосной схемы (рис. 1.1, д) позволяет получить

меньшие габариты по длине, при этом ведущий и ведомый валы редуктора имеют общую геометрическую ось.

Трехступенчатые цилиндрические редукторы (рис. 1.1, е) выполняют в интервале передаточных отношений $i = 40 \dots 200$.

По направлению зуба относительно оси зубчатого колеса цилиндрические передачи могут быть прямозубыми, косозубыми или шевронными (рис. 1.2).

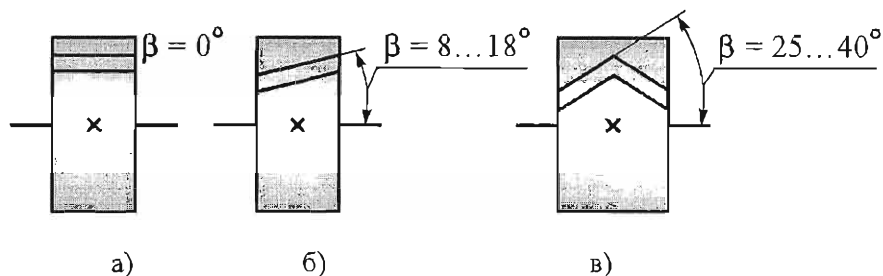


Рис. 1.2. Направление зубьев цилиндрической зубчатой передачи относительно оси зубчатого колеса:
а) прямой зуб; б) косой зуб; в) шевронный зуб

Прямозубые зубчатые передачи применяют главным образом при невысоких и средних окружных скоростях (до 6 м/с), незначительных внешних динамических нагрузках, а также при необходимости осевого перемещения зубчатых колес для переключения передач в коробках перемены передач.

Косозубые зубчатые передачи применяют при средних и высоких скоростях. Обычно в общем машиностроении применяют передачи с углом наклона зубьев $\beta = 8 \dots 18^\circ$, причем большие значения угла назначают для более быстроходных передач. В раздвоенной ступени редуктора из-за отсутствия осевых сил на валы и опоры применяют передачи с большим углом наклона зубьев $\beta = 25 \dots 40^\circ$.

В мощных редукторах применяют *шевронные* зубчатые передачи, не передающие осевую нагрузку на валы и опоры. У шевронных зубчатых колес угол наклона зубьев назначают $\beta = 25 \dots 40^\circ$.

Причины выхода из строя зубчатых передач:

– *выкрашивание* (питтинг) зубьев – характерно для закрытых зубчатых передач, работающих в жидкой смазке. Выкрашивание начина-

ется у полюсной линии, где имеет место чистое качение профилей, и распространяется со временем к головке и ножке зуба. Выкрашивание может быть ограниченным и прогрессирующим. Ограниченное выкрашивание характерно для периода приработки передачи и наблюдается в местах концентрации напряжений. По мере приработки передачи концентрация напряжений вдоль линии контакта зубьев снижается, трещины завальцовываются и передача длительно работает. Прогрессирующее выкрашивание связано с циклическим нагружением зубьев в течение длительного срока эксплуатации. Выкрашивание зубьев может быть также следствием значительной кратковременной перегрузки передачи. Для предотвращения выкрашивания зубьев проводят проектный и проверочные расчеты закрытых зубчатых передач на контактную прочность;

– *абразивный износ* – характерен для открытых зубчатых передач, работающих в абразивных средах при скудной смазке;

– *поломка зубьев* – наблюдается в открытых зубчатых передачах, когда вследствие износа зубьев уменьшается их толщина у основания, а также в закрытых высоконагруженных передачах, когда наряду с контактной прочностью актуальным становится и вопрос изгибной прочности зубьев. При длительной эксплуатации передачи и циклическом действии нагрузки имеющиеся у корня зуба микротрещины разрастаются вглубь, что приводит к поломке зубьев. Поломка зубьев может быть также следствием значительной кратковременной перегрузки передачи. Для предотвращения поломки зубьев проводят проектный расчет открытых зубчатых передач на выносливость зубьев по изгибу, а также проверочные расчеты как открытых, так и закрытых передач на изгибную прочность;

– *заедание* – характерно для быстроходных высоконагруженных передач. При высокой нагрузке смазка выдавливается из контакта, трение при недостаточной смазке приводит к нагреву и расплавлению металла в зоне контакта. Расплавленные частицы окисляются и образуют на зубьях наросты повышенной твердости. При контакте с сопряженным зубом они «бороздят» его поверхность, выводя передачу из строя. Для предотвращения заедания проводят проверочный расчет ответственных быстроходных закрытых передач на теплостойкость.

Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи представлены на рис. 1.3, формулы для расчета этих параметров передачи, нарезанной без смещения исходного контура, приведены в табл. 1.1.

Зубчатые колеса устанавливают на валы. В качестве опор валов

обычно применяют подшипники качения. Для цилиндрических редукторов с невысокой несущей способностью зубчатых колес целесообразно применять нерегулируемые радиальные шарикоподшипники. В случае воздействия на опору значительных радиальных и осевых сил (например, в высоконагруженных редукторах с химикотермическим упрочнением косозубых зубчатых колес) целесообразна установка валов на радиально-упорные шариковые или роликовые (конические) подшипники, имеющие более высокую несущую способность. Для таких опор в конструкции редуктора предусматривают регулировку осевых зазоров в подшипниках комплектами прокладок под крышками подшипников или специальными резьбовыми упорами.

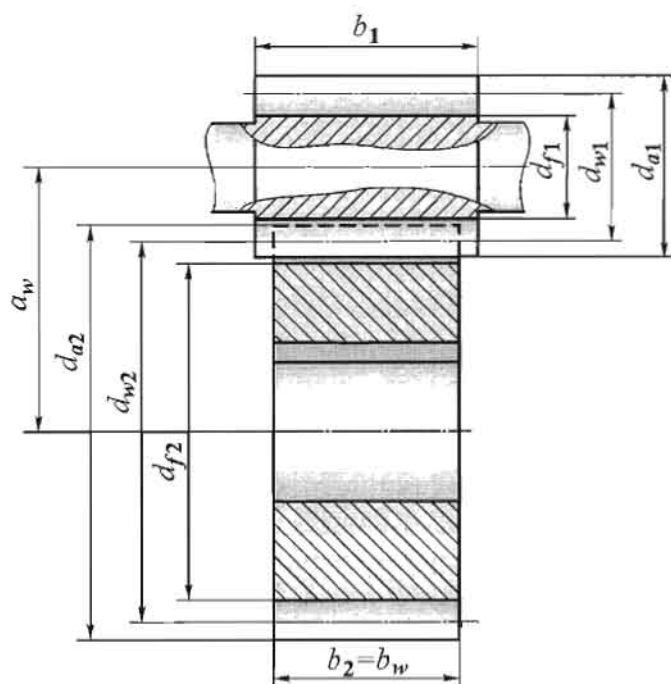


Рис. 1.3. Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

Подшипники валов размещены в корпусе редуктора. Корпус редуктора является довольно сложной с инженерной точки зрения кон-

Таблица 1.1

Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления, нарезанной без смещения исходного контура

Параметры и обозначения	Расчетные формулы
Передаточное число передачи u	Задано на этапе проектирования: – оптимальный интервал $u = 3 \dots 6,3$; – максимальный интервал $u = 1 \dots 10$
Число зубьев шестерни z_1	Задано из условия плавности работы передачи или отсутствия подреза зубьев
Число зубьев колеса z_2	$z_2 = z_1 u$
Угол наклона зубьев β	Задан из условия плавности работы передачи или отсутствия подреза зубьев
Модуль нормальный m_n	Вычислен при геометрическом расчете передачи или из условия прочности зубьев на изгиб. Стандартизован
Окружной (торцовый) модуль m_t	$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$
Межосевое расстояние a_w	$a_w = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2\cos\beta}$
Делительный диаметр d (начальный диаметр d_w) шестерни и колеса	$d_1 = m_t z_1 = m_n z_1 / \cos\beta = d_{w1}$; $d_2 = m_t z_2 = m_n z_2 / \cos\beta = d_{w2}$
Диаметр вершин зубьев d_a	$d_{a1} = d_1 + 2m_n$; $d_{a2} = d_2 + 2m_n$
Диаметр впадин зубьев d_f	$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n$; $d_{f2} = d_2 - 2,5m_n$
Ширина зубчатого венца колеса b_2 (расчетная ширина зубчатых колес b_w)	Определена из расчета на прочность: $b_2 = b_w$
Ширина зубчатого венца шестерни b_1	$b_1 = b_2 + 2 \dots 5$ мм

струкцией, на наружной и внутренней поверхностях которого выполнено большое количество фланцев, ребер, отверстий, люков, зацепов и т.п. Корпус редуктора в условиях серийного производства обычно выполняют литым из черных металлов или легких сплавов. В единичном и мелкосерийном производствах корпуса редукторов изготавливают сварными из листовой стали, а также из гнутых или штампованных элементов.

Корпус редуктора является одновременно и емкостью для размещения смазочного масла. Для смазывания зацеплений зубчатых колес и подшипников при окружных скоростях в зацеплении до 15 м/с применяют жидкие нефтяные смазочные масла, обеспечивая картерную систему смазки разбрызгиванием. Для этого в корпус редуктора через смотровой люк или через специальную пробку заливают масло с вязкостью 30...60 мм²/с при 50 °С из расчета 0,3...0,5 л масла на один кВт передаваемой мощности. Зубчатые колеса погружают в масло на глубину 0,5...5,0 модулей. Тихоходные колеса при необходимости погружают в масло на глубину до 1/3 диаметра.

Если смазывание зацеплений разбрызгиванием неприемлемо, например, при малых окружных скоростях зубчатых колес (менее 1 м/с) или при вертикальном расположении валов, то применяют пластичную смазку, которой заполняют от 1/3 до 1/2 свободного пространства корпуса редуктора или опор.

В процессе эксплуатации редуктора регулярно следят за наличием и уровнем смазочного масла и при необходимости пополняют. Сливают масло через специальные сливные отверстия.

Для устранения течи масла в плоскости разъема крышки и корпуса поверхность разъема при сборке редуктора покрывают герметиком. Применение уплотнительных прокладок в плоскости разъема недопустимо из-за искажения формы и размеров посадочных отверстий под подшипники.

Выходные концы валов уплотнены в опорах специальными уплотняющими устройствами в виде манжетных, торцовых, щелевых, лабиринтных, центробежных или комбинированных уплотнений, уплотнений упругими шайбами.

В верхней части редуктора устанавливают отдушину, сообщающую внутреннюю полость редуктора с внешней средой. При работе редуктора масло и детали нагреваются, при отсутствии отдушины в полости редуктора создается избыточное давление и масло выдавливается через уплотнения.

Основными техническими параметрами редукторов являются:

1. Передаточное отношение редуктора i . Передаточное отношение показывает во сколько раз уменьшается угловая скорость или частота вращения от ведущего вала редуктора к ведомому:

$$i = \frac{\omega_{\text{в}}}{\omega_{\text{т}}} = \frac{n_{\text{в}}}{n_{\text{т}}}.$$

В общем случае передаточное отношение редуктора i равно произведению передаточных чисел u_j отдельных ступеней, т.е.

$$i = \prod_{j=1}^k u_j.$$

Для каждой ступени $u = z_2/z_1$, где z_1 – число зубьев шестерни (меньшее из двух зацепляемых зубчатых колес); z_2 – число зубьев колеса.

2. Номинальный вращающий момент на тихоходном (ведомом) валу редуктора $T_{\text{т}}$. Соотношение вращающих моментов на тихоходном $T_{\text{т}}$ и быстроходном $T_{\text{в}}$ валах выражается зависимостью

$$T_{\text{т}} = T_{\text{в}} i \eta,$$

где $\eta = \prod_{j=1}^k \eta_j$ – КПД редуктора, равный произведению КПД всех ступеней редуктора.

3. Межосевое расстояние a_w каждой ступени редуктора. Отношение межосевых расстояний тихоходной и быстроходной ступеней двухступенчатых редукторов, выполненных по развернутой схеме, $a_{\text{вт}}/a_{\text{вб}} = 1,12 \dots 1,6$. Большие значения применяют при больших передаточных отношениях и постоянном режиме нагружения.

4. Масса, габаритные, присоединительные и установочные размеры редуктора. Критерием технического уровня редуктора является отношение его массы к допустимому моменту на тихоходном валу $\gamma = M/[T_{\text{т}}]$. У основных типов редукторов с цементованными и закаленными зубьями $\gamma = 0,03 \dots 0,05$. В последнее время наметилась тенденция к снижению этой величины за счет совершенствования конструкций редукторов.

Конструкция редуктора

Объектом изучения могут быть редукторы любых конструктивных

исполнений, в том числе и цилиндрические двухступенчатые. В данной работе изучается редуктор Ц2У-125-31,5-21К-У1 (рис. 1.4).

Обозначение редуктора включает следующую информацию:

Ц2У – редуктор цилиндрический, двухступенчатый, узкий, горизонтальный;

125 – межосевое расстояние тихоходной ступени, мм;

31,5 – передаточное отношение редуктора;

21 – вариант сборки редуктора (выходные концы валов расположены, как показано на рис. 1.4);

К – коническая форма исполнения тихоходного вала;

У1 – климатическое исполнение и категория размещения (для районов с умеренным климатом).

В корпусе 1 из алюминиевого сплава размещены две ступени цилиндрических зубчатых передач. Корпус закрыт крышкой (на рис.1.4 она не показана) и соединен с последней болтами 2. Передачи выполнены косозубыми, что уменьшает габариты редуктора и повышает плавность его работы. Шестерня 3 быстроходной передачи выполнена заодно с быстроходным валом (вал-шестерня), а колесо 4 установлено на промежуточном валу 5. Шестерня тихоходной передачи изготовлена заодно с промежуточным валом 5 (вал-шестерня), а колесо 24 установлено на тихоходном валу 28 редуктора. Вращающий момент между колесом 4 и вал-шестерней 5, а также между колесом 24 и валом 28 передается шпонками 6 и 19. Для предотвращения осевых смещений колес 4 и 24 вал-шестерня 5 и вал 28 имеют с одной стороны буртики, с другой стороны ступицы колес упираются непосредственно во внутренние кольца подшипников качения.

В рассматриваемом редукторе применены роликовые конические (радиально-упорные) подшипники 7, 15 и 17. Они закрыты врезными (закладными) крышками 9, 14, 18, 26, 32, 38 с дистанционным кольцом 8 и нажимными шайбами 22, 25, 35, 39.

Для выхода из редуктора быстроходного вала-шестерни 3 и тихоходного вала 28 крышки 9 и 26 выполнены сквозными. В крышках установлены манжеты 10 и 27, препятствующие вытеканию смазки из редуктора и попаданию в него абразивов.

Выходные концы быстроходного и тихоходного валов конические. Они снабжены шпонками 11 и 29 для передачи вращающего момента и резьбовыми участками для крепления деталей на валах посредством гаек 12 и 30, фиксируемых от отвинчивания отгибными шайбами 13 и 31.

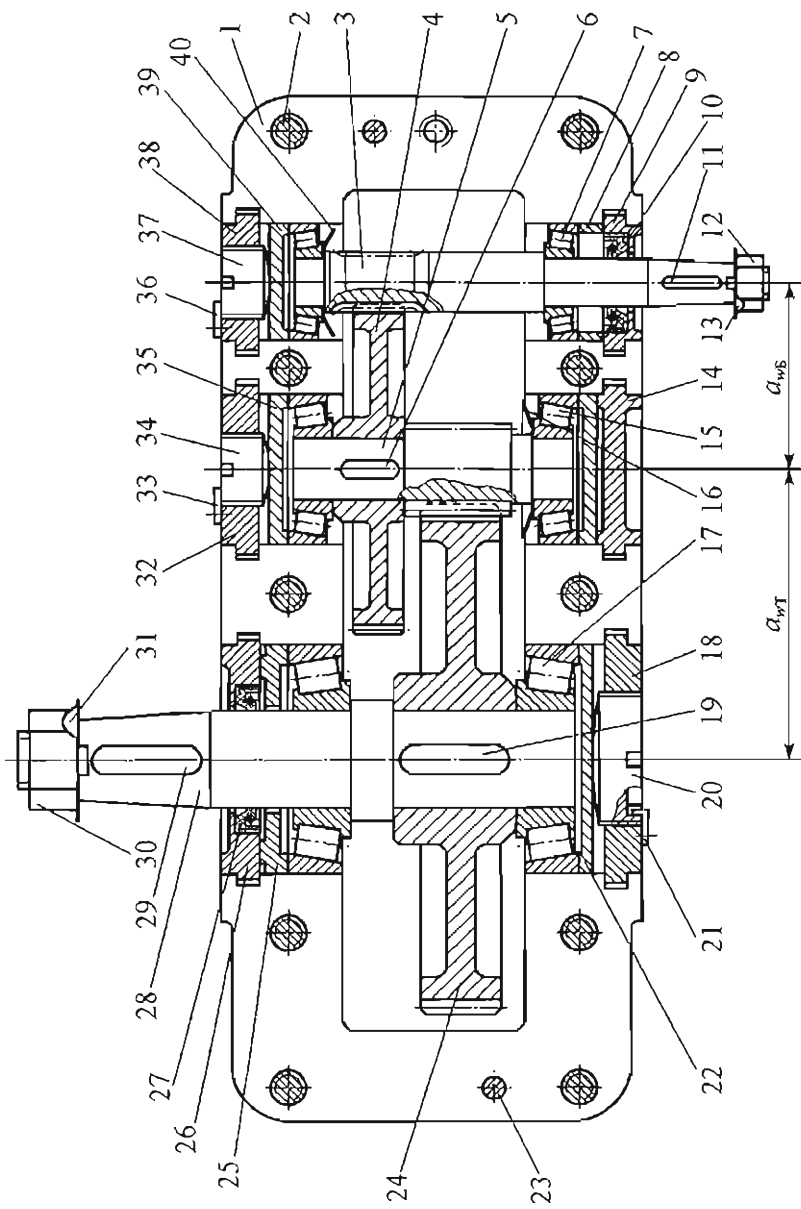


Рис. 1.4. Конструкция двухступенчатого цилиндрического редуктора, выполненный по развернутой схеме

Крышки 18, 32, 38 снабжены винтами 20, 34, 37, которые предназначены для регулировки подшипниковых узлов. Винты фиксируются от отвинчивания планками 21, 33, 36.

Редуктор имеет горизонтальный разъем, проходящий через оси всех валов. В плоскости разреза установлены два цилиндрических штифта 23, исключаящие смещение крышки относительно корпуса (в пределах зазора между болтами и отверстиями в крышке) при расточке отверстий под подшипники.

В изучаемой конструкции редуктора имеются три пробки: для залива, слива и контроля уровня масла. Уровень масла устанавливается таким образом, чтобы зубья колеса 4 быстроходной передачи погружались в масло на величину не более четырех модулей. Подшипники качения смазываются разбрызгиванием той же смазкой. На быстроходном и промежуточном валах подшипники 7 и 15 со стороны зубчатых колес закрыты шайбами 16 и 40, защищающими их от излишней смазки и от продуктов выкрашивания зубьев зубчатых колес.

Для предотвращения выдавливания масла из корпуса в процессе нагрева редуктора при работе, внутренняя полость редуктора соединена с атмосферой специальным вентиляционным отверстием (отдушиной).

Для механизации работ при подъеме и транспортировке редуктора на его крышке выполнены специальные отверстия (либо могут быть установлены съемные рым-болты), предназначенные для размещения грузозахватных органов подъемных или транспортных устройств.

Для крепления редуктора к раме или плите в основании корпуса редуктора предусмотрены четыре отверстия.

Необходимое оборудование и инструмент

1. Редуктор цилиндрический двухступенчатый.
2. Набор гаечных ключей.
3. Мерительный инструмент: линейка, кронциркуль, штангенциркуль, штангенвысотомер, штангензубомер.

Рекомендуемая последовательность выполнения работы

1. Определить характерные особенности редуктора в целом: тип, количество ступеней, конструктивные особенности быстроходного и тихоходного валов, особенности крепления редуктора к раме, обслуживания в эксплуатации и т.д.

2. Замерить межосевые расстояния быстроходной $a_{\text{вб}}$ и тихоходной $a_{\text{вт}}$ зубчатых передач и согласовать их по ГОСТ 2185-66 на межосевые расстояния редукторов из следующих рядов, мм:

1-й ряд (предпочтительный): 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000;

2-й ряд: 140, 180, 224, 260, 355, 450, 560, 710, 900, 1120, 1400, 1800.

3. Провести обмеры редуктора согласно рис. 1.5 и 1.6, занести результаты в табл. 1.2 и 1.3. Оценить каждый размер редуктора с точки зрения его предназначения, т.е. указать в какую группу размеров он входит (габаритные, присоединительные или установочные).

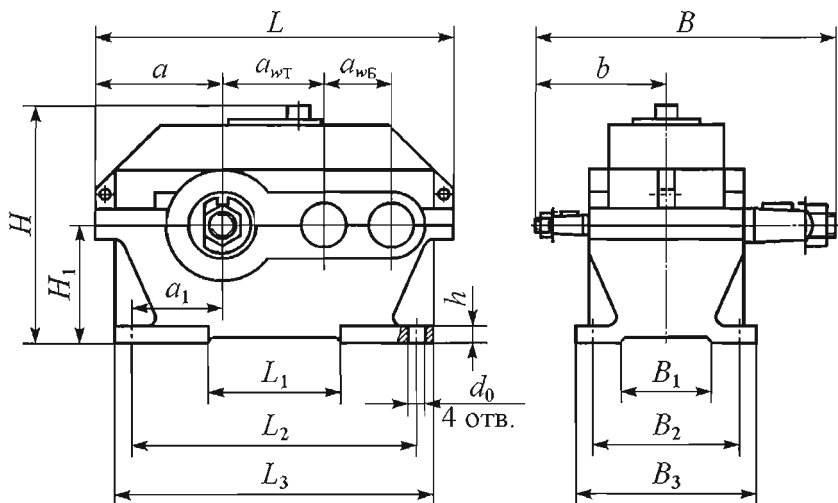


Рис. 1.5. Габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора

4. Разобрать редуктор, для чего отвинтить болты 2 крепления крышки к основанию корпуса. Снять крышку, изучить устройство и особенности конструкции согласно разделу «Конструкция редуктора», т.е. найти перечисленные в разделе детали и узлы применительно к изучаемому редуктору.

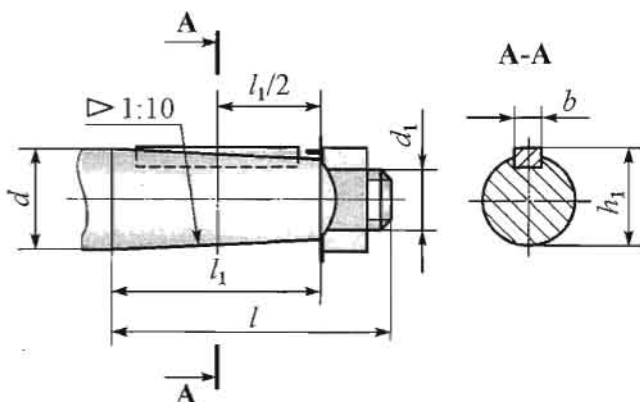


Рис. 1.6. Размеры концов валов редуктора

Таблица 1.2

Размеры редуктора, мм

Габаритные			Установочные и присоединительные													
L	B	H	$a_{\text{вБ}}$	$a_{\text{вГ}}$	a	a_1	L_1	L_2	L_3	B_1	B_2	B_3	b	H_1	h	d_0

Таблица 1.3

Размеры концов валов редуктора, мм

Вал	d	d_1	l	l_1	b	h_1
Быстроходный						
Тихоходный						

5. Определить параметры зубчатых передач:

5.1. Подсчитать числа зубьев шестерен z_1 и колес z_2 для каждой ступени.

5.2. Вычислить передаточные числа быстроходной u_1 и тихоходной u_2 передач. Определить передаточное отношение редуктора i .

5.3. Штангензубомером измерить высоту зубьев h колес быст-

роходной и тихоходной передач. Замеры производить не менее чем для трех различных зубьев. Полученные замеры осреднить. Вычислить нормальный модуль быстроходной и тихоходной передач, используя зависимость

$$m_n = \frac{h}{2,25}.$$

Полученное значение модуля уточнить по ГОСТ 9563-80*. Ниже приведены модули в наиболее употребляемом диапазоне, мм:

1-й ряд (*предпочтительный*): 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12;

2-й ряд: 0,9; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14.

5.4. Считая передачи редуктора равносмещенными или нарезанными без смещения, принять делительные межосевые расстояния передач равными измеренным

$$a_b = a_{wb} \text{ и } a_T = a_{wT}$$

и определить угол наклона зубьев обеих передач с использованием зависимости:

$$\beta = \arccos \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a}.$$

5.5. По формулам табл. 1.1 рассчитать значения делительных диаметров d_1 и d_2 , диаметров вершин d_{a1} и d_{a2} , диаметров впадин d_{f1} и d_{f2} для обеих передач редуктора.

5.6. Измерить ширину шестерен b_1 и колес $b_2 = b_w$ обеих передач. Вычислить коэффициент ширины передач:

– в долях межосевого расстояния $\psi_{ba} = b_w/a_w$;

– в долях диаметра шестерни $\psi_{bd} = b_w/d_1$;

– в долях модуля $\psi_{bm} = b_w/m_n$.

5.7. Определить расчетом величину радиального зазора в зацеплении $c = 0,25m_n$.

6. Результаты замеров занести в табл. 1.4.

7. Собрать редуктор. Операции при сборке редуктора выполнять в последовательности, обратной процессу разборки (см. п. 4).

8. Провести регулировку подшипников регулировочными винтами 20, 34 и 37, ввинченными в закладные крышки. В целях предотвращения заклинивания при нагреве осевой зазор в подшипниках должен быть в пределах 0,03...0,05 мм. Контролируется зазор обычно щупом или индикатором часового типа.

Таблица 1.4

Параметры зубчатых передач редуктора

Параметры	Обозначение	Быстроходная ступень		Тихоходная ступень	
		шестерня	колесо	шестерня	колесо
Межосевое расстояние, мм	a_w				
Число зубьев	z				
Передаточное число	u				
Передаточное отношение редуктора	i				
Высота зуба, мм	h				
Модуль нормальный, мм	m_n				
Угол наклона зубьев, градус	β				
Делительный диаметр, мм	d				
Диаметр вершин зубьев, мм	d_a				
Диаметр впадин зубьев, мм	d_f				
Ширина зубчатого колеса, мм	b				
Радиальный зазор в зацеплении, мм	c				
Коэффициент ширины	Ψ_{ba}				
	Ψ_{bd}				
	Ψ_{bm}				

9. По окончании сборки и регулировки редуктора проверить передаточное отношение редуктора, для чего сделать метку на поверхности тихоходного вала и на корпусе редуктора. Вращая быстроходный вал, подсчитать количество его оборотов за один полный оборот тихоходного вала. Полученное число оборотов быстроходного вала должно соответствовать передаточному отношению редуктора.

Анализ результатов и содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Кинематическая схема редуктора (см. рис 1.1).
3. Назначение, устройство, эскиз, габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора (см. рис. 1.5, 1.6 и табл. 1.2, 1.3).
4. Параметры зубчатых передач редуктора (см. рис. 1.4, табл. 1.1, 1.4).
5. Описание регулировки подшипниковых узлов.

Вопросы для самоконтроля

1. Каково назначение редуктора? Укажите связь между мощностями, частотами вращения и вращающими моментами на валах редуктора.
2. Укажите критерии работоспособности передач редуктора.
3. Укажите быстроходную и тихоходную передачи редуктора.
4. Укажите быстроходный, промежуточный и тихоходный валы редуктора.
5. Поясните причину различия диаметров валов редуктора?
6. Определите передаточные числа отдельных передач редуктора и передаточное отношение редуктора.
7. Как определить передаточное отношение редуктора без его разборки?
8. Как практически определить шаг и модуль зацепления?
9. Чему равен угол зацепления в цилиндрических зубчатых передачах, изготовленных без смещения режущего инструмента?
10. Как определить диаметры делительные, вершин, впадин зубьев и межосевые расстояния при известных значениях модуля, чисел зубьев и угла их наклона?
11. Каким способом в данном редукторе смазываются зубчатые зацепления и подшипники? Куда заливается, как сливается и каким образом контролируется уровень масла в редукторе?
12. Укажите назначение отдушины в редукторе.
13. Как устраняют течь смазки в разьеме крышки и корпуса?
14. Каково назначение штифтов в плоскости разьема крышки и корпуса?

Работа 1.2. Изучение конструкции и определение основных параметров коническо-цилиндрического редуктора

Цель работы

1. Изучить назначение и конструкцию коническо-цилиндрического редуктора, его узлов и деталей.
2. Определить параметры зубчатых передач редуктора.
3. Ознакомиться с особенностями обслуживания редукторов в эксплуатации (регулировка подшипниковых узлов и передач, заливка масла, проверка его уровня и т.п.).

В результате выполнения работы студент

- *должен знать:*

- назначение, конструкцию, области применения и особенности обслуживания редукторов в эксплуатации;
- назначение и конструктивные особенности деталей и узлов редуктора;

- *должен уметь:*

- составлять кинематическую схему редуктора;
- определять величины передаточных отношений отдельных ступеней и редуктора в целом;
- регулировать подшипниковые узлы валов редуктора и коническую передачу;
- выполнять эскиз редуктора с простановкой габаритных, установочных и присоединительных размеров.

Краткие теоретические сведения

Редуктором называют механизм, состоящий из передач зацеплением, помещенных в корпусе со смазкой, выполненный в виде отдельного агрегата и предназначенный для передачи механической энергии в кинематической цепи от двигателя к исполнительному механизму с уменьшением (редукцией) частоты вращения и увеличением вращающего момента.

В зависимости от количества зубчатых передач различают одно-, двух-, трех- и многоступенчатые редукторы. Многоступенчатые редукторы применяют при необходимости получения большой редукции (большого передаточного отношения).

Коническо-цилиндрический редуктор является двухступенчатым и включает две зубчатые передачи: коническую и цилиндрическую.

Коническая зубчатая передача передает движение между валами с пересекающимися осями, величина межосевого угла обычно равна 90° . Коническая передача сложнее цилиндрической в изготовлении и монтаже, имеет меньшее передаточное число и нагрузочную способность и поэтому, как правило, является быстроходной менее нагруженной ступенью редуктора. Пересечение валов затрудняет размещение опор конической шестерни, которую, как правило, располагают консольно. Это увеличивает неравномерность распределения нагрузки по длине зубьев и снижает нагрузочную способность передачи.

По направлению зуба относительно образующей конуса конические передачи выполняют:

– с прямыми зубьями (рис. 1.7, а), когда линии зубьев проходят через вершину делительного конуса;

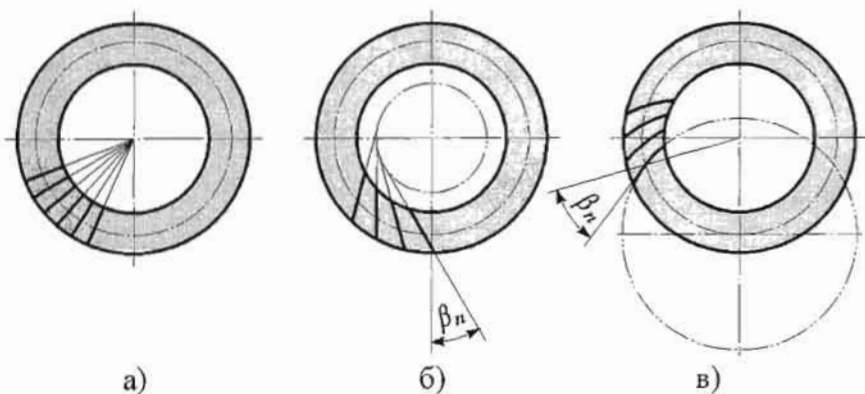


Рис. 1.7. Виды конических зубчатых колес:
а) с прямыми зубьями; б) с тангенциальными зубьями;
в) с круговыми зубьями

– с тангенциальными зубьями (рис. 1.7, б), линии которых являются касательными к некоторой окружности и составляют с образующей делительного конуса угол β_n ;

– с круговыми зубьями (рис. 1.7, в), линии которых являются дугами окружности, по которой движется инструмент при нарезании зубьев. Угол наклона кругового зуба переменный. За расчетный при-

нимают угол наклона зуба на окружности среднего диаметра зубчатого колеса $\beta_n = \beta_{cp}$.

Рекомендуется применять передачи с прямыми и круговыми зубьями. Прямозубые передачи применяют при небольших скоростях; обычно это тихоходные открытые передачи.

В передаче с круговыми зубьями обычно принимают расчетный угол наклона зубьев $\beta_n = 35^\circ$.

Конические зубчатые колеса выпускаются следующих форм в осевом сечении: I, II или III по ГОСТ 19325-73 (рис. 1.8). Выбор формы зубьев связан с подбором диаметра зуборезной головки.

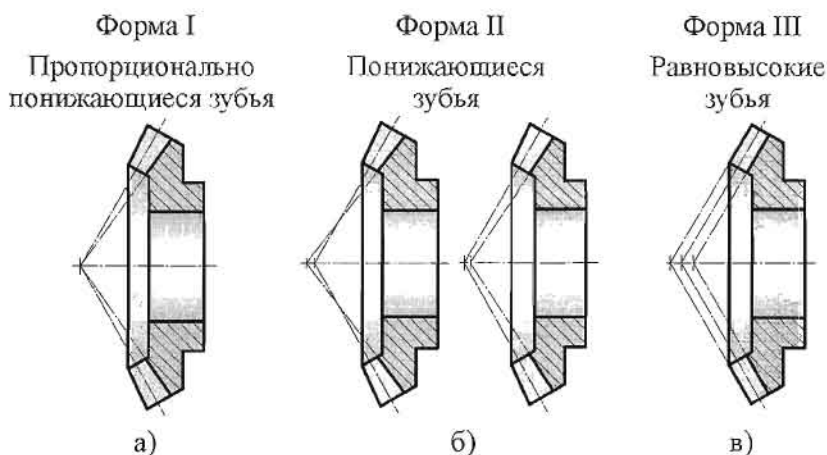


Рис. 1.8. Формы зубьев конических зубчатых колес в осевом сечении

Форма I – пропорционально понижающиеся зубья (рис. 1.8, а). Вершины конусов делительного и впадин совпадают, высота ножки зубьев пропорциональна конусному расстоянию. Эта форма применяется для зубчатых колес с прямыми зубьями, а также для зубчатых колес с круговыми зубьями в мелкосерийном, крупносерийном и массовом производстве при ограниченной номенклатуре зуборезных головок.

Форма II – понижающиеся зубья (рис. 1.8, б). Вершины конусов делительного и впадин не совпадают. Эта форма применяется при средней серийности производства.

Форма III – равновысокие зубья (рис. 1.8, в): образующие конусов

делительного, впадин и вершин зубьев параллельны. Зубья формы III более склонны к заострению и подрезанию у внутреннего торца. Эта форма иногда применяется в индивидуальном и мелкосерийном производстве, так как позволяет упростить расчет наладочных установок станка.

Тихоходная ступень редуктора имеет цилиндрическую прямозубую или косозубую передачу, передающую движение между валами с параллельными осями (см. рис. 1.2).

Прямозубые зубчатые передачи применяют главным образом при невысоких и средних окружных скоростях (до 6 м/с), незначительных внешних динамических нагрузках, а также при необходимости осевого перемещения зубчатых колес для переключения передач в коробках перемены передач.

Косозубые зубчатые передачи применяют при средних и высоких скоростях. Обычно в общем машиностроении применяют передачи с углом наклона зубьев $\beta = 8..18^\circ$, причем большие значения угла значаюют для более быстроходных передач.

Причины выхода из строя зубчатых передач:

– *выкрашивание* (питтинг) зубьев – характерно для закрытых зубчатых передач, работающих в смазке. Выкрашивание начинается у полюсной линии, где имеет место чистое качение профилей, и распространяется со временем к голове и ножке зуба. Выкрашивание может быть ограниченным и прогрессирующим. Ограниченное выкрашивание характерно для периода приработки передачи и наблюдается в местах концентрации напряжений. По мере приработки передачи концентрация напряжений по длине линии контакта снижается, трещины завальцовываются и передача длительно работает. Прогрессирующее выкрашивание связано с циклическим нагружением зубьев в течение длительного срока эксплуатации. Выкрашивание зубьев может быть также следствием значительной кратковременной перегрузки передачи. Для предотвращения выкрашивания зубьев проводят проектный и проверочные расчеты закрытых зубчатых передач на контактную прочность;

– *абразивный износ* – характерен для открытых зубчатых передач, работающих в абразивных средах при скудной смазке;

– *поломка зубьев* – наблюдается в открытых зубчатых передачах, когда вследствие износа зубьев уменьшается их толщина у основания, а также в закрытых высоконагруженных передачах, когда наряду с контактной прочностью актуальным становится и вопрос изгибной

прочности зубьев. При циклическом действии нагрузки имеющиеся у корня зуба микротрещины разрастаются вглубь, что при длительной эксплуатации передачи приводит к поломке зубьев. Поломка зубьев может быть также следствием значительной кратковременной перегрузки передачи. Для предотвращения поломки зубьев проводят проектный расчет открытых зубчатых передач на выносливость зубьев по изгибу, а также проверочные расчеты открытых и закрытых передач на изгибную прочность;

– *заедание* – характерно для быстроходных высоконагруженных передач. При высокой нагрузке смазка выдавливается из контакта, трение при недостаточной смазке приводит к нагреву и расплавлению металла в зоне контакта. Расплавленные частицы окисляются и образуют на зубьях наросты повышенной твердости. При контакте с сопряженным зубом они «бороздят» его, выводя передачу из строя. Для предотвращения заедания проводят проверочный расчет ответственных быстроходных закрытых передач на теплостойкость.

Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи представлены на рис. 1.3, формулы для расчета этих параметров передачи, нарезанной без смещения исходного контура, приведены в табл. 1.1.

Зубчатые колеса устанавливают на валы. Опоры валов обычно выполняют на подшипниках качения. Для цилиндрических передач с невысокой несущей способностью зубчатых колес целесообразно применять нерегулируемые радиальные шарикоподшипники. В случае воздействия на опору значительных радиальных и осевых сил (например, в высоконагруженных редукторах с химико-термическим упрочнением зубчатых колес) целесообразна установка валов на радиально-упорные шариковые или роликовые (конические) подшипники, имеющие более высокую несущую способность. Для таких опор в конструкции редуктора предусматривают регулировку осевых зазоров в подшипниках комплектами прокладок под крышками подшипников или специальными резьбовыми упорами.

Подшипники валов размещены в корпусе редуктора, состоящем из основания корпуса и крышки. Основание корпуса и крышка стянуты болтами, установленными в отверстия крышки с зазором. Кроме того, в плоскости разъема установлены два цилиндрических или конических штифта, гарантирующие отсутствие смещения крышки относительно корпуса (в пределах зазора между болтами и отверстиями в крышке) при обработке отверстий под подшипники.

Корпус редуктора является довольно сложной с инженерной точки зрения конструкцией, на наружных и внутренних поверхностях которого выполнено большое количество фланцев, ребер, отверстий, люков, зацепов и т.п. Корпус редуктора в условиях серийного производства обычно выполняют литым из черных металлов или легких сплавов. В единичном и мелкосерийном производстве корпуса редукторов изготавливают сварными из листовой стали, а также из гнутых или штампованных элементов.

Корпус редуктора является одновременно и емкостью для размещения смазочного масла.

Для смазывания зубчатых колес и подшипников при окружных скоростях в зацеплениях до 15 м/с применяют жидкие нефтяные смазочные масла, обеспечивая картерную систему смазки разбрызгиванием. Для этого в корпус редуктора через смотровой люк или через специальную пробку заливают масло с вязкостью 30...60 мм²/с при 50 °С из расчета 0,3–0,5 л масла на один кВт передаваемой мощности. Зубчатые колеса погружают в масло на глубину 0,5...5,0 модулей, тихоходные колеса при необходимости погружают в масло на глубину до 1/3 диаметра.

Если смазывание зацеплений разбрызгиванием невозможно, например, при малых окружных скоростях зубчатых колес (менее 1 м/с) или при вертикальном расположении валов, применяют пластичную смазку, которой заполняют от 1/3 до 1/2 свободного пространства корпуса редуктора или опор.

В процессе работы редуктора регулярно следят за уровнем смазочного масла и при необходимости пополняют. При замене масло сливают через специальное сливное отверстие.

Для устранения течи масла в плоскости разъема крышки и корпуса поверхность разъема при сборке редуктора покрывают герметиком. Применение уплотнительных прокладок в плоскости разъема недопустимо из-за искажения формы и размеров посадочных отверстий под подшипники.

Выходные концы валов уплотнены в опорах специальными уплотняющими устройствами.

В верхней части редуктора устанавливают отдушину, сообщающую внутреннюю полость редуктора с внешней средой. При работе редуктора масло и детали нагреваются, что при отсутствии отдушины приведет к созданию избыточного давления в полости редуктора и выдавливанию масла через уплотнения.

Основными техническими параметрами редуктора являются:

1. Передаточное отношение редуктора i . Передаточное отношение показывает во сколько раз изменяется угловая скорость или частота вращения от ведущего вала редуктора к ведомому валу:

$$i = \frac{\omega_{\text{в}}}{\omega_{\text{т}}} = \frac{n_{\text{в}}}{n_{\text{т}}}.$$

В общем случае передаточное отношение редуктора i равно произведению передаточных чисел u_j отдельных ступеней, т.е.

$$i = \prod_{j=1}^k u_j.$$

Для каждой ступени $u = z_2/z_1$, где z_1 – число зубьев шестерни (меньшее из двух зацепляемых зубчатых колес); z_2 – число зубьев колеса.

2. Номинальный вращающий момент на тихоходном (выходном) валу $T_{\text{т}}$. Соотношение вращающих моментов на быстроходном $T_{\text{в}}$ и тихоходном $T_{\text{т}}$ валах редуктора выражается зависимостью

$$T_{\text{т}} = T_{\text{в}} i \eta,$$

где $\eta = \prod_{j=1}^k \eta_j$ – КПД редуктора, равный произведению КПД входящих в редуктор ступеней.

3. Межосевое расстояние a_w цилиндрической передачи.

4. Масса, габаритные, присоединительные и установочные размеры редуктора. Критерием технического уровня редуктора является отношение его массы к допустимому моменту на тихоходном валу $\gamma = M/[T_{\text{т}}]$. У основных типов редукторов с цементованными и закаленными зубьями $\gamma = 0,03 \dots 0,05$. В последнее время наметилась тенденция к снижению этой величины за счет совершенствования конструкций редукторов.

Конструкция редуктора

В данной работе рассматривается редуктор КЦ1-200-II-1Ц-У2 по ТУ 24-9-268-72 (рис. 1.9). Обозначение расшифровывается следующим образом:

КЦ1 – редуктор коническо-цилиндрический двухступенчатый с одной цилиндрической передачей;

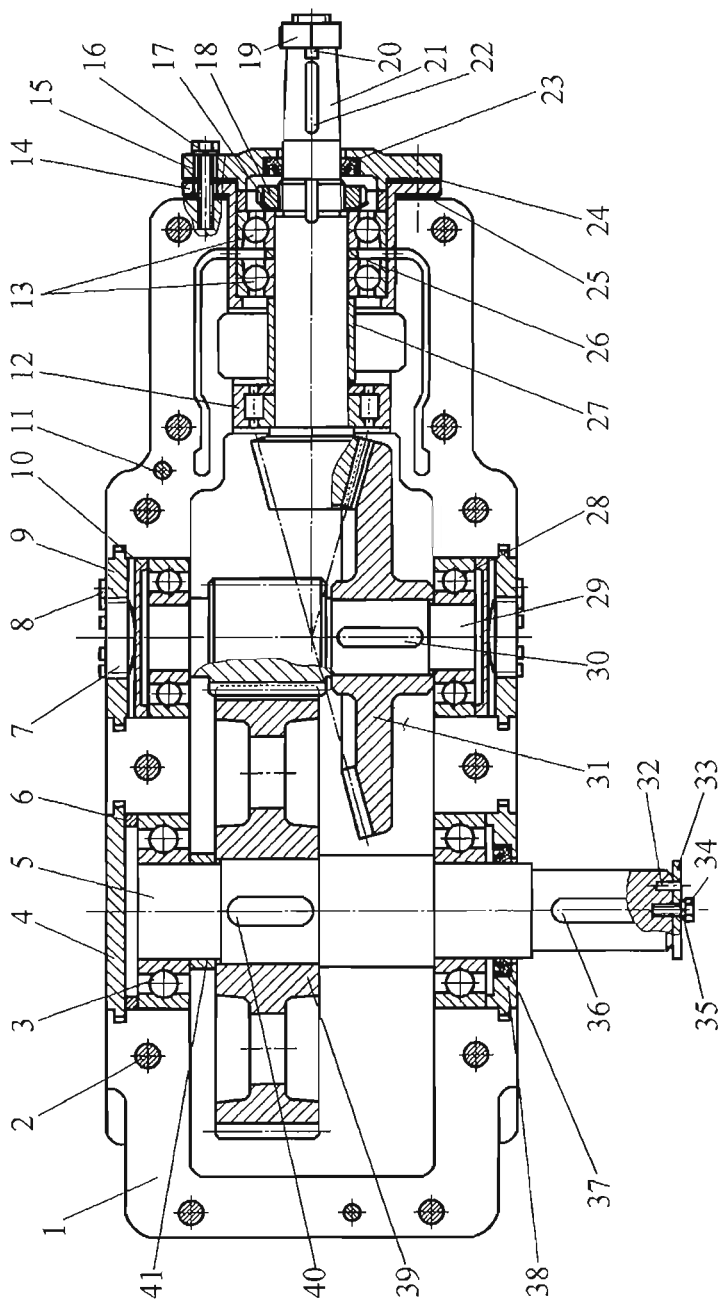


Рис. 1.9. Конструкция двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора

- 200 – межосевое расстояние цилиндрической передачи;
- II – исполнение по передаточному отношению ($i = 20$);
- 1 – схема сборки (выходные концы валов расположены, как показано на рис. 1.9);
- Ц – цилиндрический конец тихоходного вала;
- У2 – климатическое исполнение и категория размещения.

В литом чугунном корпусе 1 размещены две ступени зубчатых передач. Корпус закрыт крышкой (на рис.1.9 она не показана) и соединен с ней болтами 2. Редуктор имеет горизонтальный разъем, проходящий через оси всех валов. В плоскости разъема установлены два цилиндрических штифта 11, исключаящие смещения крышки относительно корпуса (в пределах зазора между болтами и отверстиями в крышке) при расточке отверстий под подшипники.

При сборке с целью обеспечения герметичности поверхность разъема корпуса и крышки покрывают герметиком. Для облегчения сборки редуктора в крышке корпуса предусмотрены резьбовые отверстия, в которые заворачивают отжимные болты.

Вал-шестерня 21 конической передачи с круговыми зубьями опирается на три подшипника. Два радиально-упорных шариковых подшипника 13, установленных по схеме «враспор» в стакане 14, образуют фиксирующую опору вала и воспринимают как осевую, так и радиальную нагрузки. Роликовый радиальный подшипник 12 является плавающей опорой и воспринимает радиальную нагрузку. На валу подшипники 13 с установленными между ними распорными втулками 26 и 27 фиксируются гайкой 18, которая стопорится многолапчатой шайбой 17.

Коническое колесо 31 установлено на промежуточном валу 29, цилиндрическое колесо 39 тихоходной ступени – на тихоходном валу 5. Цилиндрическое колесо 39 фиксируется на валу от осевого смещения распорной втулкой 41. Тихоходный 5 и промежуточный 29 валы установлены на радиальных шариковых подшипниках 3 и 28. Для регулировки конического зацепления и подшипников промежуточного вала во врезные крышки 9 ввинчены винтовые упоры 7, которые через нажимные шайбы 10 фиксируют подшипники. После регулировки упоры 7 стопорят планками 8.

Для регулировки подшипников 13 быстроходного вала предусмотрен комплект металлических прокладок 24, размещенный между стаканом 14 и крышкой 15. Крышка соединена с корпусом болтами 16 с пружинными шайбами.

Опоры тихоходного вала фиксируют компенсаторным кольцом 6, расположенным между подшипником 3 и врезной крышкой 4, сошлифованным на требуемый размер.

Между корпусом 1 и стаканом 14 размещен комплект металлических прокладок 25, который в сочетании с винтовыми упорами 7 обеспечивает регулировку конической передачи.

Вращающий момент между валами и посаженными на них деталями передается шпонками 22, 30, 36 и 40.

Зубчатые передачи и подшипники смазываются разбрызгиванием масла, заливаемого в корпус редуктора. На плоскости разъема корпуса возле быстроходного вала имеются канавки, а на крышке редуктора скосы, по которым в канавки стекает масло и поступает к удаленным шариковым подшипникам 13 вала-шестерни конической передачи. Уровень масла в редукторе измеряют жезловым маслоуказателем, расположенным в приливе корпуса. Масло сливают через резьбовое отверстие, выполненное у днища корпуса и закрытое резьбовой пробкой с уплотнительной прокладкой.

В местах выхода валов 5 и 21 из редуктора в сквозных крышках 15 и 38 подшипников предусмотрены манжетные уплотнения 23 и 37.

Для консольного крепления деталей на валах быстроходный вал имеет резьбовой участок с гайкой 19 и шайбой 20 с носком, тихоходный вал снабжен концевой шайбой 33, закрепленной болтом 34 с пружинной шайбой 35 и штифтом 32.

Для регулировки конической передачи при сборке, заливки смазки и контроля состояния зубьев передач в процессе эксплуатации в крышке редуктора имеется смотровое окно, закрытое крышкой, в которой выштампована вентиляционная канавка.

Для механизации работ при подъеме и транспортировке редуктора на его крышке выполнены специальные отверстия (могут быть установлены съемные рым-болты), предназначенные для размещения грузозахватных органов подъемных или транспортных устройств. Редуктор крепится к раме или плите, как правило, резьбовыми деталями, которые входят с зазором в отверстия фланцев основания корпуса.

Необходимое оборудование и инструмент

1. Редуктор коническо-цилиндрический.
2. Набор гаечных ключей.
3. Мерительный инструмент: линейка, кронциркуль, штангенциркуль, штангенвысотомер, штангензубомер.

Рекомендуемая последовательность выполнения работы

1. Определить характерные особенности редуктора в целом: тип, количество ступеней, конструктивные особенности быстроходного и тихоходного валов, особенности крепления редукторе к раме, обслуживания в эксплуатации и т.д.

2. Замерить межосевое расстояние тихоходной $a_{\text{вт}}$ зубчатой передачи и согласовать его со стандартным значением по ГОСТ 2185-66 на межосевые расстояния редукторов из следующих рядов, мм:

1-й ряд (*предпочтительный*): 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500;

2-й ряд: 140, 180, 224, 260, 355, 450, 560, 710, 900, 1120, 1400, 1800, 2240.

3. Провести обмеры редуктора согласно рис. 1.10, рис.1.11 и занести их в табл. 1.5 и табл. 1.6. Оценить каждый размер редуктора с точки зрения его предназначения, т.е. указать в какую группу размеров он входит (габаритные, установочные или присоединительные).

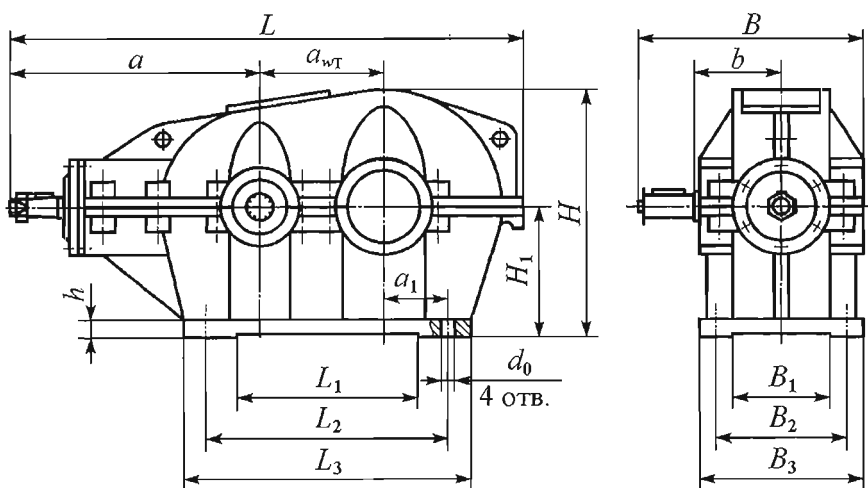


Рис. 1.10. Габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора

Таблица 1.5

Размеры редуктора, мм

Габаритные			Установочные и присоединительные												
L	B	H	$a_{\text{вТ}}$	a	L_1	L_2	L_3	a_1	B_1	B_2	B_3	b	H_1	h	d_0

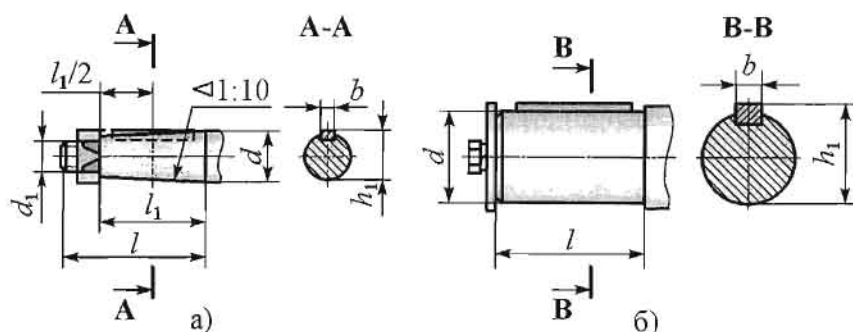


Рис. 1.11. Размеры концов валов редуктора:
 а) быстроходный вал, б) тихоходный вал

Таблица 1.6

Размеры концов валов редуктора, мм

Вал	d	d_1	l	l_1	b	h_1
Быстроходный						
Тихоходный		—		—		

4. Разобрать редуктор, для чего отвинтить болты 2 крепления крышки к основанию корпуса. Снять крышку, изучить устройство и особенности конструкции согласно разделу «Конструкция редуктора», т.е. найти перечисленные в разделе детали и узлы применительно к изучаемому редуктору.

5. Подсчитать числа зубьев шестерен z_1 и колес z_2 для каждой ступени.

6. Вычислить передаточные числа быстроходной u_1 и тихоходной u_2 ступеней. Определить передаточное отношение редуктора i .

7. Штангензубомером измерить высоту зубьев h колеса цилиндрической передачи. Замеры производить не менее чем для трех различных зубьев. Полученные замеры осреднить. Вычислить нормальный модуль цилиндрической передачи, используя зависимость

$$m_n = \frac{h}{2,25}.$$

Полученное значение модуля уточнить по ГОСТ 9563-80*. Ниже приведены модули в наиболее употребляемом диапазоне, мм:

1-й ряд (предпочтительный): 0,8; 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8;

2-й ряд: 0,7; 0,9; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9.

8. Считая цилиндрическую передачу редуктора равносмещенной или нарезанной без смещения, принять делительное межосевое расстояние передачи, равным замеренному

$$a_T = a_{вт},$$

и определить угол наклона зубьев цилиндрической передачи с использованием зависимости:

$$\beta = \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2a_T}$$

9. По формулам табл. 1.1 рассчитать значения делительных диаметров d_1 и d_2 , диаметров вершин d_{a1} и d_{a2} , диаметров впадин d_{f1} и d_{f2} для цилиндрической передачи.

10. Измерить ширину шестерни b_1 и колеса $b_2 = b_w$ цилиндрической передачи. Вычислить коэффициент ширины передачи:

– в долях межосевого расстояния $\Psi_{ba} = b_w / a_{вт};$

– в долях диаметра шестерни $\Psi_{bd} = b_w / d_1;$

– в долях модуля $\Psi_{bm} = b_w / m_n.$

11. Определить расчетом величину радиального зазора в цилиндрическом зацеплении $c = 0,25m_n.$

12. Результаты замеров занести в табл. 1.7.

13. Сборка редуктора производится в последовательности, обратной разборке (см. п. 4).

В процессе сборки изучить особенности регулировки подшипников редуктора.

Таблица 1.7

Параметры зубчатых передач редуктора

Параметры	Обозначение	Коническая передача		Цилиндрическая передача	
		шестерня	колесо	шестерня	колесо
Межосевое расстояние, мм	$a_{вт}$	—			
Число зубьев	z				
Передаточное число ступени	u				
Передаточное отношение редуктора	i				
Высота зуба, мм	h	—			
Модуль, нормальный, мм	m_n	4,75			
Угол наклона зубьев, град	β	35°			
Делительный диаметр, мм	d	—	—		
Диаметр вершин зубьев, мм	d_a	—	—		
Диаметр впадин зубьев, мм	d_f	—	—		
Ширина зубчатого венца, мм	b				
Радиальный зазор в зацеплении, мм	c	—			
Коэффициент ширины цилиндрической передачи	Ψ_{ba}	—			
	Ψ_{bd}	—			
	Ψ_{bm}	—			

Роликовый радиальный подшипник 12 (см. рис. 1.9) быстроходного вала является плавающей нерегулируемой опорой. Зазор между телами качения и кольцами радиально-упорных подшипников 13 регулируют подбором числа металлических прокладок 24 между крышкой подшипника 15 и стаканом 14. Для этого устанавливают вал в сборе с подшипниками и стаканом в корпус, удаляют про-

кладки 24 между крышкой подшипника и стаканом и прижимают крышку подшипника до упора в наружное кольцо подшипника. Удерживая крышку рукой, набором щупов измеряют зазор между крышкой 15 и стаканом 14. Увеличив полученный размер на 0,05...0,15 мм для обеспечения зазора в подшипниках и компенсации упругих деформаций прокладок, подбирают по нему толщину прокладок. Затем устанавливают крышку корпуса на место, центрируют штифтами 11 и закрепляют хотя бы четырьмя болтами 2 вблизи опор быстроходного вала для устранения возможных перекосов подшипников. Болты 16 крепления крышки 15 к корпусу вместе со стаканом и прокладками затягивают, проверяя от руки наличие осевой «игры» вала во избежание полного устранения зазора в подшипниках и их последующего повреждения. Если осевая «игра» вала выходит за пределы рекомендаций, то следует изменить число прокладок: при увеличенном зазоре – их количество уменьшить, при недостаточном зазоре или его отсутствии – увеличить. После регулировки вынуть вал в сборе из корпуса в обратном порядке.

Для осевого фиксирования промежуточного и тихоходного валов наружные кольца их подшипников должны упираться в крышки подшипников, однако защемление тел качения недопустимо. Поэтому при сборке обеспечивается и контролируется максимальный зазор между торцами наружных колец и крышками подшипников для компенсации температурных удлинений валов при работе, составляющий для данного редуктора $\delta_2 = 0,06...0,08$ мм.

На промежуточном валу зазор в подшипниках регулируют с помощью винтовых упоров 7, завинчиваемых в закладные крышки 9. Так как вал не имеет выходных концов, то зазор регулируют при снятой крышке редуктора и контролируют щупом на одном из подшипников, при этом вал прижимается рукой к другой опоре.

На тихоходном валу подшипники регулируют компенсаторным кольцом 6, шлифуя его на необходимый размер.

14. Отрегулировать коническую передачу. Несовпадение вершин начальных конусов передачи (рис. 1.12) приводит к искажению пятна контакта и нарушению нормального зазора в зацеплении. Передачу регулируют осевым перемещением шестерни и колеса на величину Δ_1 и Δ_2 . При передаточном числе передачи больше двух на положение пятна контакта существенно влияет осевое смещение шестерни, на зазор в зацеплении, наоборот, – смещение колеса. Обычно *регулировку ведут в три этапа*: вначале добиваются нормального положе-

ния пятна контакта на зубьях колеса, затем регулируют зазор в передаче и вновь проверяют пятно контакта.

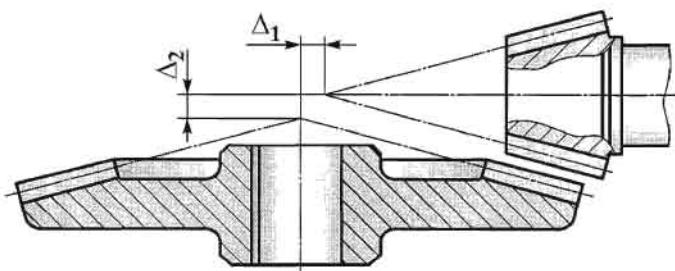


Рис.1.12. Схема регулировки конической передачи

Для получения пятна контакта зубья конического колеса покрывают тонким слоем краски и собирают редуктор. При легком торможении от руки тихоходного вала прокручивают на 4...5 оборотов быстроходный вал, разбирают редуктор и проверяют пятно контакта на зубьях шестерни. На рис. 1.13 показаны три положения пятна контакта на зубе шестерни. На рис. 1.13, а контакт расположен на головке зуба. Для перемещения пятна контакта в правильное положение (рис. 1.13, в) шестерню необходимо продвинуть к оси колеса. И наоборот, если контакт расположен на ножке зуба шестерни (рис. 1.13, б), то для исправления пятна контакта необходимо шестерню отодвинуть от колеса.

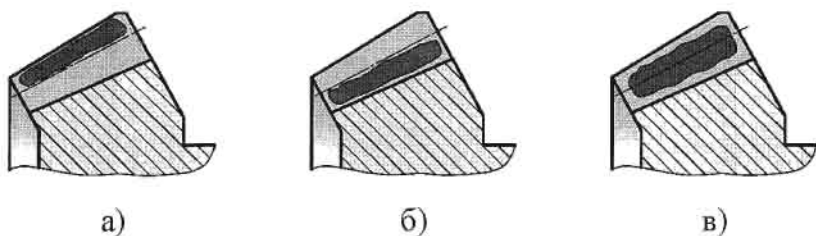


Рис. 1.13. Расположение пятна контакта на зубе шестерни

Шестерню перемещают в осевом направлении посредством изменения числа прокладок 25 между торцом стакана подшипников и корпусом. При смещении шестерни и повторной проверке пятна контакта следы краски на зубьях шестерни от предшествующей проверки следует удалить.

При достижении правильного положения пятна контакта проверяют зазор в зацеплении конической передачи. Для этого между зубьями закладывают, как правило, свинцовую пластинку, толщина которой должна быть несколько больше предполагаемого бокового зазора. Поворачивая вал-шестерню, прокатывают пластинку между зубьями. Толщина деформированных участков свинцовой пластинки соответствует величине бокового зазора. Замер толщины проводят микрометром. Величина нормального гарантированного зазора в коническом зацеплении (вид сопряжения *B*) приведена в табл. 1.8.

Таблица 1.8

**Норма гарантированного бокового зазора
в коническом зацеплении, мкм**

Вид сопряжения	Длина образующей делительного конуса, мм				
	До 50	Св.50 до 80	Св. 80 до 120	Св.120 до 200	Св.200 до 320
<i>B</i>	85	100	130	170	210

Зазор регулируют осевым перемещением колеса с помощью винтовых упоров 7: при отвинчивании упора, расположенного со стороны вершины начального конуса колеса, и завинчивании противоположного упора зазор в зацеплении уменьшается и наоборот. Чтобы при регулировке зацепления не нарушить зазор в подшипниках, следует для осевого перемещения колеса один из упоров отвинчивать, а другой – завинчивать на одинаковый угол.

После регулировки окончательно собирают редуктор в последовательности, обратной разборке (см. п. 4).

15. Проверить передаточное отношение редуктора. Для этого повернуть быстроходный вал на такое число оборотов, за которое тихоходный вал повернется на один оборот. При этом число оборотов быстроходного вала будет равно передаточному отношению редуктора.

Анализ результатов и содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Кинематическая схема редуктора.
3. Назначение и устройство редуктора, эскиз редуктора с указанием габаритных, установочных и присоединительных размеров (см. рис.1.9–1.11 и табл. 1.5, 1.6).

4. Параметры зубчатых передач редуктора (см. табл. 1.7).
5. Описание регулировки подшипниковых узлов и конической передачи (см. рис. 1.12, 1.13).

Вопросы для самоконтроля

1. Каково назначение редуктора? Укажите связь между мощностями, частотами вращения и вращающими моментами на валах редуктора.
2. Укажите критерии работоспособности передач редуктора.
3. Укажите быстроходную и тихоходную передачи редуктора.
4. Укажите быстроходный, промежуточный и тихоходный валы редуктора.
5. Поясните причину различия диаметров валов и как это соотносится с назначением редуктора?
6. Определите передаточные числа конической и цилиндрической передач и передаточное отношение редуктора.
7. Как определить передаточное отношение редуктора без его разборки?
8. Дайте определение модуля и шага зацепления в зубчатых передачах.
9. Как практически определить модуль и шаг зацепления?
10. Как определить диаметры делительные, вершин, впадин зубьев и межосевое расстояние цилиндрической передачи при известных значениях модуля, чисел зубьев и угла их наклона?
11. Каким способом в данном редукторе смазываются зубчатые зацепления и подшипники? Куда заливается, как сливается смазка и каким образом контролируется уровень смазки в редукторе?
12. Укажите назначение отдушины в редукторе.
13. Каким образом устраняют течь смазки в плоскости разъема крышки и корпуса?
14. Каково назначение штифтов в плоскости разъема крышки и корпуса?

Работа 1.3. Изучение конструкции и определение основных параметров червячного редуктора

Цель работы

1. Изучить назначение и конструкцию червячного редуктора, его узлов и деталей.
2. Определить параметры червячного зацепления и редуктора.
3. Ознакомиться с особенностями обслуживания редукторов в эксплуатации (регулировка подшипниковых узлов, регулировка передачи, заливка масла, проверка его уровня и т.п.).

В результате выполнения работы студент

- *должен знать:*
 - назначение, конструкцию, области применения и особенности обслуживания редукторов в эксплуатации;
 - назначение и конструктивные особенности деталей редуктора;
- *должен уметь:*
 - составлять кинематические схемы редукторов;
 - выполнять анализ конструктивных особенностей червячных редукторов различных типоразмеров;
 - определять величину передаточного отношения редуктора;
 - регулировать подшипниковые узлы валов редуктора и червячную передачу;
 - выполнять эскиз редуктора с простановкой габаритных, установочных и присоединительных размеров.

Краткие теоретические сведения

Редуктором называют механизм, включающий передачи зацеплением, выполненный в виде отдельного агрегата и предназначенный для передачи механической энергии от двигателя к исполнительному механизму с уменьшением (редукцией) частоты вращения и увеличением вращающего момента.

Червячный редуктор передает движение между валами, оси которых перекрещиваются в пространстве. Обычно оси червяка и червячного колеса расположены под прямым углом, что объясняется удобством компоновки редуктора и привода в целом. Такие червячные передачи называют ортогональными.

Достоинства червячных передач:

– большая редукция в одной ступени. В силовых передачах передаточное отношение обычно составляет 8...63, а в приводах кинематического назначения – до 1000;

– компактность;

– плавность и бесшумность работы;

– возможность передачи движения между перекрещивающимися осями;

– низкий обратный КПД: движение обычно передается от червяка к червячному колесу; передача движения от червячного колеса к червяку либо невозможно (самотормозящие передачи), либо осуществляется с низким КПД.

Основной особенностью червячных передач, в отличие от зубчатых, является повышенная скорость скольжения сопряженных профилей червяка и червячного колеса в связи с перпендикулярностью их окружных скоростей. Это обстоятельство определяет ряд существенных *недостатков* червячных передач:

– низкий КПД. Этот недостаток становится весьма ощутимым при передаче больших и средних мощностей и при длительной работе;

– повышенный нагрев. Значительное тепловыделение требует для нормальной работы передачи интенсивного охлаждения, которое может быть обеспечено увеличением площади теплоотдачи за счет оребрения корпуса, принудительным обдувом корпуса, размещением в масляной ванне змеевика с охлаждающей жидкостью;

– низкая износостойкость;

– склонность к заеданию;

– необходимость применения дефицитных антифрикционных цветных металлов в качестве материала червячного колеса.

Кроме того, к недостатку червячной передачи следует отнести необходимость регулировки червячного зацепления.

Причины выхода из строя червячных передач:

– *выкрашивание* (питтинг) зубьев червячного колеса – характерно для червячных передач с высокими антифрикционными свойствами (при выполнении червячного колеса из оловянной бронзы). Выкрашивание связано с циклическим нагружением зубьев червячного колеса при низкой контактной прочности оловянных бронз;

– *абразивный износ* – характерен для червячных передач с низкими антифрикционными свойствами (при выполнении червячного колеса из безоловянной бронзы или чугуна) и связан со скольжением сопряженных профилей червяка и червячного колеса;

– *заедание* – характерно для всех червячных передач при перегрузках. При высокой нагрузке смазка выдавливается из контакта, трение при недостаточной смазке приводит к нагреву и расплавлению металла в зоне контакта. Расплавленные частицы окисляются и образуют на зубьях наросты повышенной твердости. При контакте с сопряженным зубом они «бороздят» его, выводя передачу из строя;

– *поломка зубьев червячного колеса* – наблюдается в червячных передачах при передаточном отношении $i \geq 80 \dots 100$. При большом числе мелкозубных зубьев актуальным становится вопрос изгибной прочности зубьев. При длительной эксплуатации передачи и циклическом действии нагрузки имеющиеся у корня зуба микротрещины разрастаются вглубь, что приводит к поломке зубьев. Поломка зубьев может быть также следствием значительной кратковременной перегрузки передачи.

Для предотвращения выкрашивания зубьев червячного колеса, снижения интенсивности абразивного износа и снижения склонности к заеданию проводят проектный и проверочный расчеты червячных передач на контактную прочность, а для предотвращения поломки зубьев червячного колеса проводят проверочный расчет передач на изгибную прочность.

Основными техническими параметрами червячных редукторов являются:

1. Передаточное отношение редуктора i . Передаточное отношение показывает во сколько раз уменьшается угловая скорость или частота вращения от ведущего вала редуктора к ведомому:

$$i = \frac{\omega_{\text{в}}}{\omega_{\text{т}}} = \frac{n_{\text{в}}}{n_{\text{т}}}.$$

В многоступенчатом редукторе передаточное отношение i равно произведению передаточных чисел u_j отдельных ступеней, т.е.

$$i = \prod_{j=1}^k u_j.$$

Для одноступенчатого червячного редуктора $i = u = z_2/z_1$, где z_1 – число заходов червяка, по ГОСТ 2144-76 $z_1 = 1; 2; 4$; z_2 – число зубьев червячного колеса, рекомендуется назначать $z_2 = 32 \dots 63$.

2. Номинальный вращающий момент на тихоходном (ведомом) валу редуктора $T_{\text{т}}$. Соотношение вращающих моментов на тихоходном $T_{\text{т}}$ и быстроходном $T_{\text{в}}$ валах выражается зависимостью

$$T_r = T_b i \eta,$$

где η – КПД редуктора.

3. Межосевое расстояние a_w передачи.

4. Масса, габаритные, присоединительные и установочные размеры редуктора. Критерием технического уровня редуктора является отношение его массы к допустимому моменту на тихоходном валу $\gamma = M/[T_r]$.

Конструкция редуктора

Объектом изучения могут быть редукторы любых конструктивных исполнений. В данной работе изучается редуктор Ч-100-31-56-У1 (рис. 1.14).

Обозначение редуктора включает следующую информацию:

Ч – редуктор червячный;

100 – межосевое расстояние червячной передачи, мм;

31 – передаточное отношение редуктора;

56 – вариант сборки редуктора (с полым тихоходным валом);

У1 – климатическое исполнение и категория размещения (для районов с умеренным климатом).

Основой редуктора являются литой из чугуна или из алюминиевого сплава корпус 23, внутри которого размещена червячная передача.

Передача состоит из цилиндрического червяка 9, представляющего собой винт с трапецидальной или близкой к ней одно-, двух- или четырехзаходной нарезкой и червячного колеса 19 с зубьями дуговой формы.

Червяк вращается в шариковых радиально-упорных подшипниках 8, которые регулируют набором тонких металлических прокладок 10, расположенных под крышкой 11. Зубчатый венец червячного колеса 19 выполнен из бронзы, остальная часть – из стали. Ступица колеса удлиненная и выполняет функцию вала. Вращается червячное колесо 19 в конических роликоподшипниках 16. Подшипники червячного колеса и червячное зацепление регулируются набором прокладок 14 под крышками 15 и 20. Ступица колеса пустотелая со шлицами для передачи вращающего момента к исполнительному механизму. Такая конструкция позволяет монтировать редуктор непосредственно на рабочий вал машины. Применение редуктора в насадном исполнении снижает массу, уменьшает габаритные размеры и снижает стоимость привода, так как отпадает необходимость в соединительной муфте.

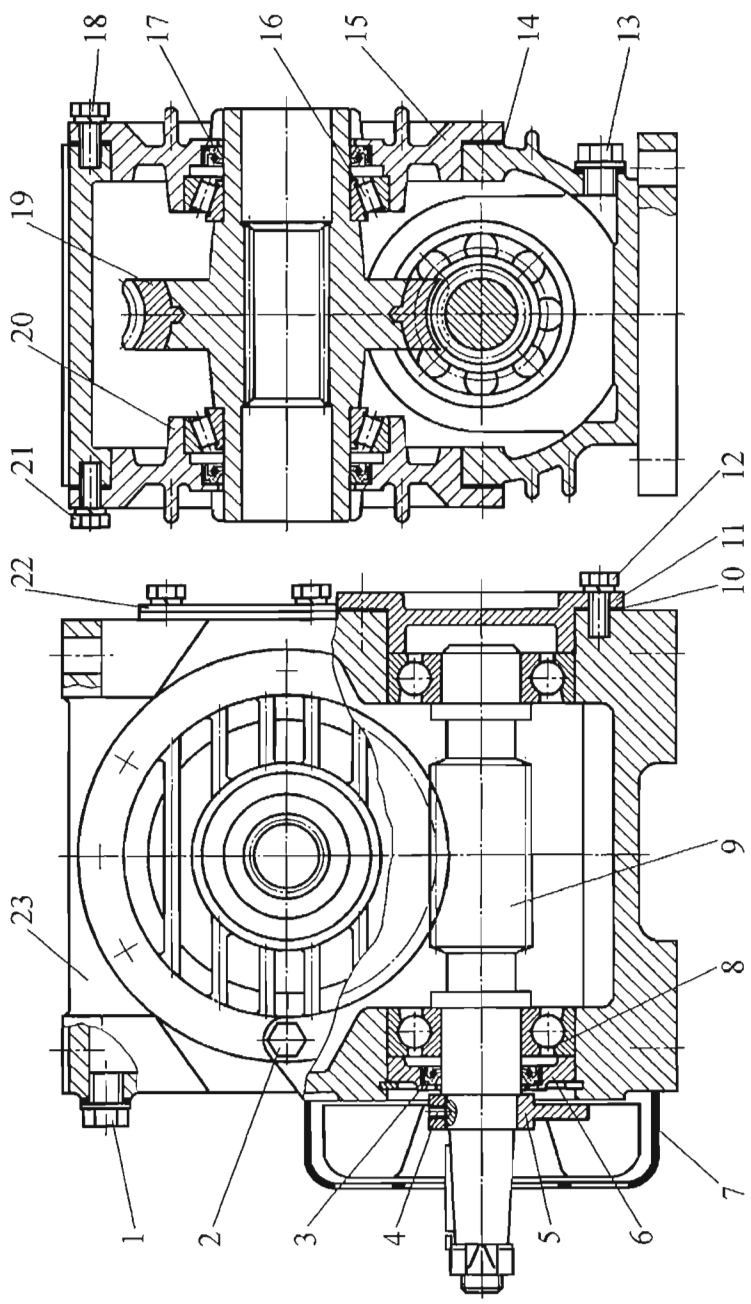


Рис. 1.14. Конструкция червячного редуктора

Одним из достоинств данного редуктора является наличие верхней и нижней опорных плоскостей. Это позволяет менять пространственное положение редуктора: располагать червяк над или под колесом в зависимости от компоновки привода.

Корпус редуктора является одновременно и емкостью для размещения смазочного масла.

Для смазывания червячного зацепления и подшипников при скорости скольжения до 15 м/с применяют жидкие нефтяные смазочные масла, обеспечивая картерную систему смазки разбрызгиванием. Для этого в корпус редуктора через смотровой люк, закрытый крышкой 22, или через специальную пробку заливают масло с вязкостью 30...60 мм²/с при 100 °С из расчета 0,5...1,0 л масла на один кВт передаваемой мощности. Витки червяка или зубья червячного колеса погружают в масло на глубину 0,5...5,0 модулей. Тихоходные червячные колеса при необходимости погружают в масло на глубину до 1/3 диаметра.

Если смазывание зацеплений разбрызгиванием невозможно, например, при скорости скольжения в зацеплении менее 1 м/с или при вертикальном расположении вала червяка, применяют пластичную смазку, которой заполняют от 1/3 до 1/2 свободного пространства корпуса редуктора или опор.

В процессе эксплуатации редуктора регулярно следят за наличием и уровнем смазочного масла и при необходимости пополняют. В крышках 6, 15 и 20 установлены манжеты 3 и 17, препятствующие вытеканию смазки из редуктора и попаданию в него абразивов.

В верхней части редуктора устанавливают отдушину 1, сообщающую внутреннюю полость редуктора с внешней средой для выравнивания давления. При работе редуктора масло и детали нагреваются и при отсутствии отдушины в полости редуктора создается избыточное давление и воздух вместе с парами масла выдавливается через уплотнения в местах выхода валов из редуктора, образуя потеки масла.

Отработанное масло сливают через отверстие, закрываемое резьбовой пробкой 13. Нормальный тепловой режим редуктора обеспечивается оребрением крышек 15, 20 и установкой на вал червяка лопастного вентилятора 5 для обдува корпуса. Вентилятор закрепляют на валу установочным винтом 4. В целях безопасности вентилятор огражден защитным кожухом 7. Следует иметь в виду, что направление ребер должно совпадать с направлением теплового потока воздуха.

Необходимое оборудование и инструмент

1. Редуктор червячный.
2. Набор гаечных ключей.
3. Мерительный инструмент: линейка, кронциркуль, штангенциркуль, штангенвысотомер.

Рекомендуемая последовательность выполнения работы

1. Ознакомиться с конструкцией редуктора и дать характеристику: присоединительным размерам быстроходного и тихоходного валов, особенностям крепления редуктора к плите (раме), специфике обслуживания. Измерить габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора (рис. 1.15, 1.16) и заполнить табл. 1.9, 1.10.

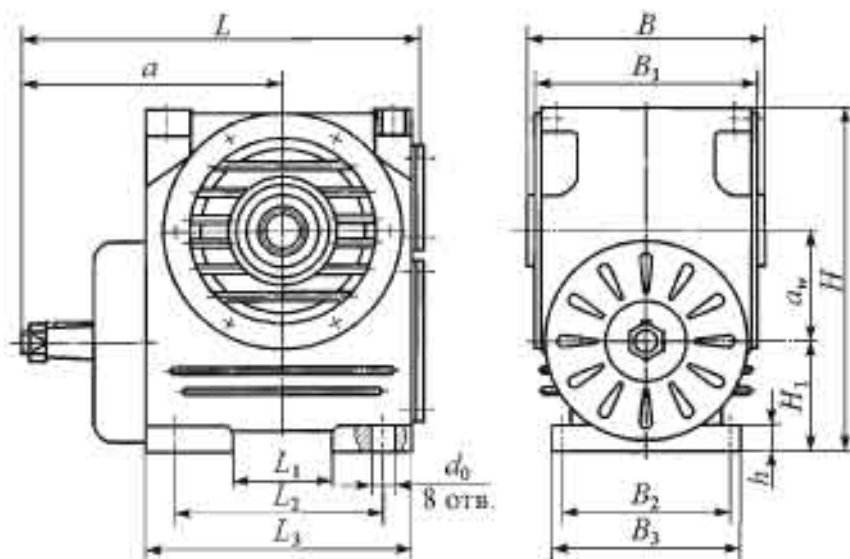


Рис. 1.15. Габаритные, установочные и присоединительные размеры червячного редуктора

Таблица 1.9

Размеры редуктора, мм

Габаритные			Установочные и присоединительные										
L	B	H	a_w	L_1	L_2	L_3	a	B_1	B_2	B_3	H_1	h	d_0

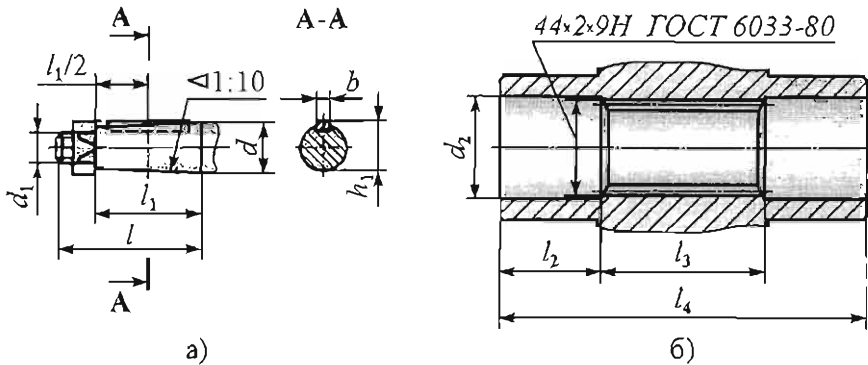


Рис. 1.16. Размеры концов валов редуктора:
 а) быстроходный вал; б) тихоходный вал

Таблица 1.10

Размеры концов валов редуктора, мм

Быстроходный вал						Тихоходный вал						
d	d_1	l	l_1	b	h_1	d_2	эвольвентные шлицы			l_2	l_3	l_4
							D	m	z			

2. Разобрать редуктор, для чего отвинтить болты 12, 18 и 21 крышек 11, 15 и 20, болты 2 крепления кожуха 7 вентилятора, винт 4 крепления вентилятора 5 (см. рис. 1.14). Ознакомиться с устройством редуктора, конструкцией деталей и узлов, пользуясь данным описанием.

3. Подсчитать число заходов червяка z_1 и число зубьев червячного колеса z_2 . Число заходов определяется в торцевом сечении (в

плоскости, перпендикулярной его оси) по числу самостоятельных винтовых нарезок. Вычислить передаточное отношение редуктора

$$i = z_2 / z_1.$$

4. Определить модуль зацепления. Для этого измерить штангенциркулем размер p_h между одноименными точками профиля на диаметре вершин червяка d_{a1} , охватив 3...5 шагов (рис. 1.17), и вычислить модуль:

$$m = p / \pi = p_h / (\pi z_w),$$

где p – осевой шаг червяка;

z_w – число шагов, охваченных замером.

Учитывая возможные погрешности измерений и расчета, полученное значение модуля следует округлить до ближайшего стандартного по ГОСТ 2144-76: 1,00; 1,25; 1,60; 2,00; 2,50; 3,15; 4,00; 5,00; 6,30; 8,00; 10,00; 12,50; 16,00; 20,00; 25,00.

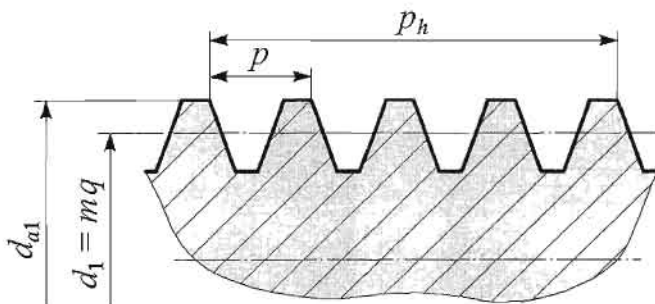


Рис. 1.17. Схема замера параметров червяка

5. Вычислить коэффициент диаметра червяка

$$q = (d_{a1} - 2m) / m.$$

Диаметр вершин червяка d_{a1} измерить штангенциркулем. Полученное значение q округлить до ближайшего по ГОСТ 2144-76:

1-й ряд: 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0;

2-й ряд: 9,0; 11,2; 14,0; 18,0.

6. Вычислить делительное межосевое расстояние передачи

$$a = 0,5m(z_2 + q)$$

и измерить фактическое межосевое расстояние a_w , расточенное в корпусе.

7. Вычислить коэффициент смещения инструмента

$$x = (a_w - a) / m.$$

Результаты измерений параметров зацепления занести в табл. 1.11.

Таблица 1.11

Параметры червячного редуктора

Параметры		Обозначение	Величина
Число заходов червяка		z_1	
Число зубьев червячного колеса		z_2	
Осевой шаг червяка, мм		p	
Модуль, мм		m	
Коэффициент диаметра червяка		q	
Межосевое расстояние, мм	делительное	a	
	фактическое	a_w	
Коэффициент смещения червяка		x	
Передаточное отношение редуктора		i	

8. Отрегулировать подшипниковые узлы червячного колеса и червяка. Вначале регулируют опоры червячного колеса при отсутствии в корпусе вала-червяка. Для этого следует установить червячное колесо в сборе в корпус, предварительно удалив регулировочные прокладки 14 из-под обеих крышек 15 и 20. Закрепить одну из крышек, например крышку 15, болтами 18. Небольшим усилием ключа поджать болты 21 другой крышки 20, устранив осевой люфт подшипников вала червячного колеса, не допуская перетяжки подшипников и выхода их из строя. Измерить при помощи набора щупов зазор между крышкой 20 и корпусом 23. Подобрать комплект прокладок 14, суммарная толщина которых должна быть примерно на 0,1 мм больше этого зазора. Половину прокладок комплекта поставить под крышку 15, а остальные под крышку 20. Затянуть болты 18 и 21 крепления крышек 15 и 20 и проверить правильность регулировки: вал должен свободно вращиваться без защемления тел качения подшипников; осевой люфт должен находиться в пределах 0,04...0,11 мм. Для уменьшения люфта необходимо уменьшить число прокладок комплекта и наоборот. Подшипники вала-червяка регулируют аналогично подбором ком-

плекта прокладок 10 между корпусом 23 и крышкой 11 при снятом червячном колесе.

9. Отрегулировать червячное зацепление: правильный контакт червяка и червячного колеса по всей ширине венца может быть получен в том случае, если ось червяка расположена в средней плоскости червячного колеса. Это проверяют по пятну контакта. На рис. 1.18, а червячное колесо смещено относительно червяка влево, а их пятно контакта – вправо, на рис. 1.18, б – наоборот. Конструкция передачи обеспечивает смещение червячного колеса вместе с валом вправо или влево посредством *перестановки* нескольких прокладок из-под правой крышки 15 под левую крышку 20 (червячное колесо смещается влево) или наоборот (см. рис. 1.21). Общая толщина комплекта прокладок 14 должна остаться той же, иначе будет нарушен нормальный зазор в подшипниках.

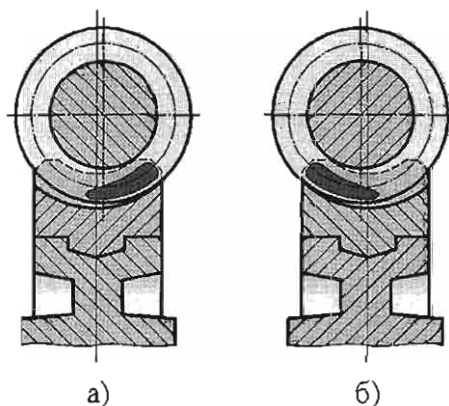


Рис. 1.18. Положение пятна контакта на зубьях червячного колеса

Для получения пятна контакта на одну сторону витков червяка наносят тонкий слой краски или масла с добавлением сажи или иного красителя. Создавая рукой некоторое сопротивление вращению червячного колеса для обеспечения контакта его зубьев с витками червяка, поворачивают червяк на несколько оборотов. При этом на зубьях червячного колеса в зоне контакта появятся следы краски, что можно наблюдать через люк при снятой крышке 22. В правильно собранной передаче пятно контакта на зубьях располагается симметрично относительно средней плоскости червячного колеса.

10. Проверить передаточное отношение редуктора, для чего по-

вернуть вал червяка на такое число оборотов, за которое вал червячного колеса повернется на один оборот. При этом число оборотов вала червяка будет равно передаточному отношению редуктора.

Анализ результатов и содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Эскиз редуктора (см. рис.1.14).
3. Назначение, устройство, достоинства и недостатки редуктора.
4. Габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора (см. рис. 1.15, 1.16 и табл. 1.9, 1.10).
5. Параметры червячной передачи (см. рис.1.14 и табл.1.11).
6. Последовательность регулировки подшипниковых узлов с поясняющей схемой (см. рис.1.14).
7. Последовательность регулировки червячного зацепления с поясняющим рисунком (см. рис. 1.18).

Вопросы для самоконтроля

1. Каково назначение редуктора? Укажите связь между мощностями, частотами вращения и вращающими моментами на валах редуктора.
2. Перечислите основные достоинства червячных передач.
3. Назовите недостатки червячных передач.
4. Укажите критерии работоспособности червячных передач.
5. Какие материалы используют при изготовлении червяков и червячных колес?
6. Как определить передаточное число червячной передачи?
7. С какой целью и как регулируют подшипниковые узлы?
8. С какой целью и как регулируют червячное зацепление?
9. Укажите быстроходный и тихоходный валы редуктора.
10. Поясните причину различия диаметров валов; как это соотносится с назначением редуктора?
11. Каково назначение вентилятора? На каком валу целесообразно его устанавливать?
12. Каким способом в данном редукторе смазывается червячное зацепление и подшипники? Куда заливают, как сливают смазку и каким образом контролируют уровень смазки в редукторе?
13. С какой целью применяют уплотняющие устройства для выходных концов валов?
14. Укажите назначение отдушины в редукторе.

Работа 1.4. Регулировка зацепления червячной передачи по пятну контакта

Цель работы

1. Изучить способы регулировки червячной передачи по пятну контакта.
2. Оценить точность монтажа и произвести регулировку по пятну контакта.

В результате выполнения работы студент

- *должен знать:*
 - принцип работы червячной передачи, её достоинства и недостатки (см. работу 1.3);
 - конструкцию, последовательность сборки и регулировки червячной передачи;
- *должен уметь:*
 - обосновать технологическую последовательность процесса регулировки червячного зацепления;
 - регулировать зацепление червячной передачи по пятну контакта и оценивать точность монтажа передачи.

Краткие сведения о точности изготовления и регулировке червячной передачи

Работоспособность червячной передачи существенно зависит от точности её изготовления и качества сборки. Неизбежные погрешности изготовления искажают профиль и направление витков червяка и зубьев колеса, вносят ошибки в их шаг, приводят к неточному взаимному расположению осей червяка и червячного колеса. В результате нарушается плавность вращения червячного колеса, образуется на зубьях зона с высокой концентрацией нагрузки.

ГОСТ 3675-81 устанавливает двенадцать степеней точности червяков, червячных колес и червячных пар, обозначаемых в порядке убывания точности цифрами от 1 до 12.

Для каждой степени точности регламентированы нормы:

- кинематической точности;
- плавности работы;
- контакта витков червяка и зубьев червячного колеса.

Кроме того, стандартом предусмотрено шесть видов сопряжений

червяка с червячным колесом A, B, C, D, E, H и восемь видов допуска на боковой зазор $x, y, z, a, в, с, d, h$. Обозначения даны в порядке убывания величины бокового зазора и допуска на него. Основное распространение в машиностроении имеют червячные передачи степеней точности 6, 7, 8, 9.

Кинематическая точность характеризует согласованность вращения червяка и червячного колеса и является основным требованием для делительных передач металлорежущих станков, быстроходных силовых передач из-за опасности резонансных колебаний и шума.

Плавность работы характеризует погрешности профиля, шага зацепления и является важным требованием для высокоскоростных передач.

Контакт витков червяка и зубьев червячного колеса характеризует действительную длину контактных линий в зацеплении и оценивается суммарным пятном контакта, представляющим собой часть активной боковой поверхности зуба червячного колеса, на которой располагаются следы его прилегания к виткам червяка в собранной передаче после вращения под нагрузкой, величину которой устанавливает конструктор.

Относительные размеры пятна контакта определяются в процентах:

– по ширине зубчатого венца – отношением расстояния a между крайними точками следов прилегания за вычетом разрывов c , превосходящих величину модуля в мм, к ширине зубчатого венца b_2 :

$$\frac{a - c}{b_2} \cdot 100 \%,$$

– по высоте зуба – отношением средней (по всей ширине венца) высоты следов прилегания h_m к высоте зуба соответствующей боковой поверхности h_p :

$$h_p : \frac{h_m}{h_p} \cdot 100\% \text{ (рис. 1.19).}$$

Полнота контакта имеет особое значение для тяжело нагруженных передач.

Боковой зазор между неработающими поверхностями витка червяка и зуба червячного колеса предотвращает заклинивание передачи при тепловом расширении, служит для поступления смазки и обеспечивает свободное вращение червяка и червячного колеса. Нормы контакта (суммарное пятно контакта) приведены в табл. 1.12.

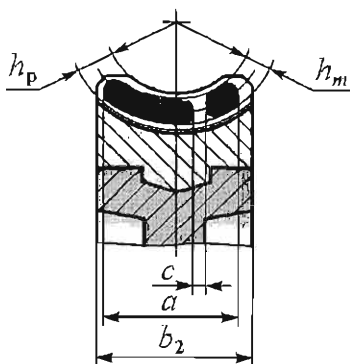


Рис. 1.19. Суммарное пятно контакта на рабочей поверхности зуба червячного колеса

Таблица 1.12

Нормы контакта в червячной цилиндрической передаче (суммарное пятно контакта)

Степень точности	Относительные размеры суммарного пятна контакта, %			
	по длине зубьев	допускаемое отклонение	по высоте зубьев	допускаемое отклонение
6, 7	60	-10	65	-10
8, 9	50	-15	55	-15

Все три вида норм: кинематическая точность, плавность работы и контакт зубьев червяка, колеса и передачи могут комбинироваться и назначаться из различных степеней точности с учетом ограничений, приводимых в стандартах. Комбинирование позволяет назначать точные степени для тех норм, которые наиболее важны с эксплуатационной точки зрения для работы передачи, и более грубые степени – для остальных норм. Так, для тяжело нагруженных передач, работающих со средними и малыми скоростями (например, передачи редукторов), рекомендуется назначать нормы контакта зубьев по более точной степени, чем нормы кинематической точности и плавности работы.

Выполнение требований каждого вида норм в производстве контролируют проверкой комплексных показателей (для передач) или нескольких поэлементных показателей (для отдельного колеса). Ком-

плексы показателей точности, как правило, устанавливаются изготовителем и могут не контролироваться, если в процессе производства гарантируется выполнение соответствующих требований стандарта существующей системой контроля точности технологического процесса.

В червячной передаче помимо точности изготовления на полноту контакта витков червяка и зубьев червячного колеса влияет точность совмещения средней плоскости зубчатого венца червячного колеса с осью червяка (см. рис. 1.18), что достигается регулировкой осевого положения червячного колеса при сборке.

Регулировку червячного зацепления обеспечивают двумя основными путями:

- осевым перемещением вала с закрепленным на нем червячным колесом;
- осевым перемещением червячного колеса по валу.

Первый путь – осевое перемещение вала с закрепленным на нем червячным колесом – может быть реализован различными способами:

1. Постановкой под фланец стакана компенсаторных полуколец 1 толщиной, равной половине толщины фланца, или набора компенсаторных полуколец толщиной 0,1 мм или разной толщины: 0,1; 0,2; 0,4 и 0,8 мм (рис. 1.20).

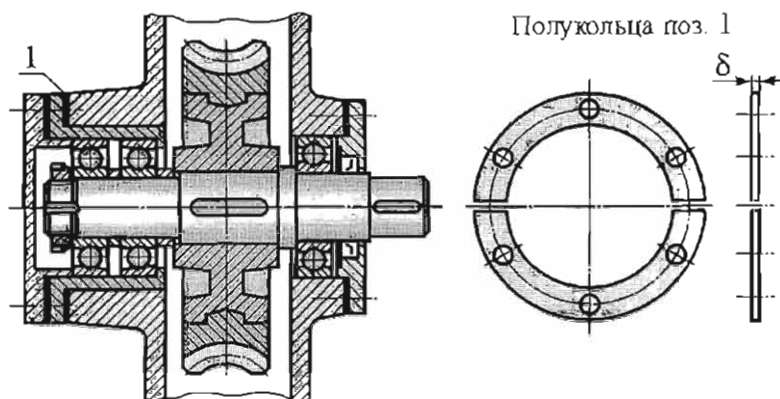


Рис. 1.20. Осевое перемещение вала с червячным колесом компенсаторными полукольцами

После установки вала в точное осевое положение замеряют зазор между фланцем стакана и корпусом, полукольца шлифуют по размеру

зазора и вставляют под фланец стакана. При регулировке набором компенсаторных полуколец их суммарную толщину набирают равной величине измеренного зазора между фланцем стакана и корпусом.

Такой способ регулировки используют, если подшипники опоры размещены в стакане.

2. Установкой под фланцы крышек подшипников набора тонких (0,1 мм) металлических прокладок (рис. 1.21). Такой способ регулировки применяют в случае, если опоры вала расположены в разных стенках корпуса.

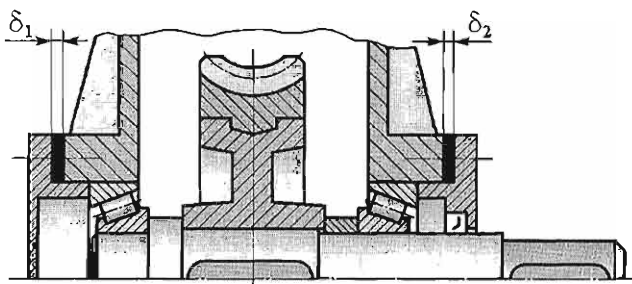


Рис. 1.21. Осевое перемещение вала с червячным колесом набором тонких металлических прокладок

Первоначально регулируют подшипники, для чего определяют суммарный набор прокладок под левой и правой крышками, равный по толщине $\delta_1 + \delta_2$. Затем путем перестановки прокладок с одной стороны на другую регулируют осевое положение колеса. Точность положения колеса контролируют по пятну контакта.

3. Применением винтов 1 с мелким шагом резьбы, воздействующих через нажимные шайбы 2 на наружные кольца подшипников 3 (рис. 1.22). Такой способ позволяет производить тонкую регулировку осевого положения колеса, поэтому его широко применяют в машиностроении. Регулировочные винты устанавливают с обеих сторон вала, что позволяет перемещать вал с установленными на нем деталями в обоих направлениях. По окончании регулирования винты должны быть обязательно застопорены специальными сухарями, планками или другими способами.

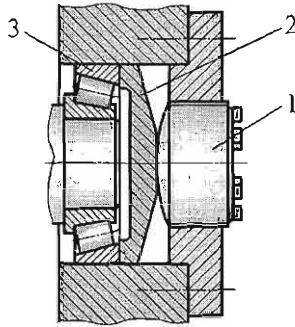


Рис. 1.22. Осевое перемещение вала с червячным колесом винтами, установленными с обеих сторон вала

Второй путь – осевое перемещение колеса по валу – возможен только при насадном колесе или венце колеса и может быть реализован различными способами.

1. Перемещением червячного колеса в сборе по валу, например, с помощью двух гаек (рис. 1.23).

2. Перемещением венца червячного колеса относительно ступицы, неподвижно закрепленной на валу. При таком способе зацепление регулируют набором тонких металлических прокладок 1 (рис. 1.24).

Второй путь регулировки конструктивно менее удобен и практически не применяется.

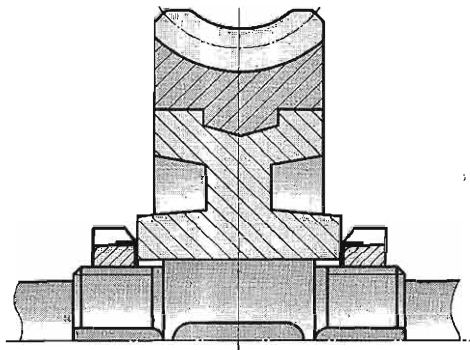


Рис. 1.23. Осевое перемещение червячного колеса по валу с помощью гаек

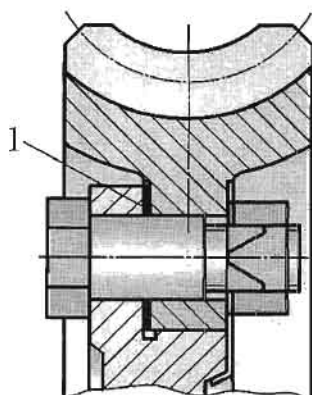


Рис. 1.24. Осевое перемещение венца червячного колеса относительно ступицы набором тонких прокладок

Конструкция лабораторной установки

Установка представляет собой червячный редуктор (рис. 1.25).

В корпусе 15 на валу 11, смонтированном на радиально-упорных роликовых (конических) подшипниках 19, напрессовано червячное колесо 10. В верхней части корпуса на радиально-упорных роликовых (конических) подшипниках 16 установлен червяк 9, на одном конце которого закреплен маховик 14, служащий для ручного вращения червяка.

Для демонстрации регулировки подшипников червяка предусмотрены три комплекта компенсаторных полуколец 17 (для создания натяга, нормального зазора и повышенного зазора), установленных под крышкой 18. Подшипники 19 регулируются полыми винтами 5, ввинченными в крышки 6 и через нажимные шайбы 7 воздействующими на наружные кольца подшипников.

Для лучшего прилегания витков червяка к зубьям червячного колеса предусмотрено легкое торможение колеса. С этой целью на валу колеса установлен фрикционный конический тормоз 4, осевая нагрузка в котором создается пружиной 3 и регулируется гайкой 1, перемещающей упорную шайбу 2. Неподвижный шкив тормоза соединен с корпусом редуктора.

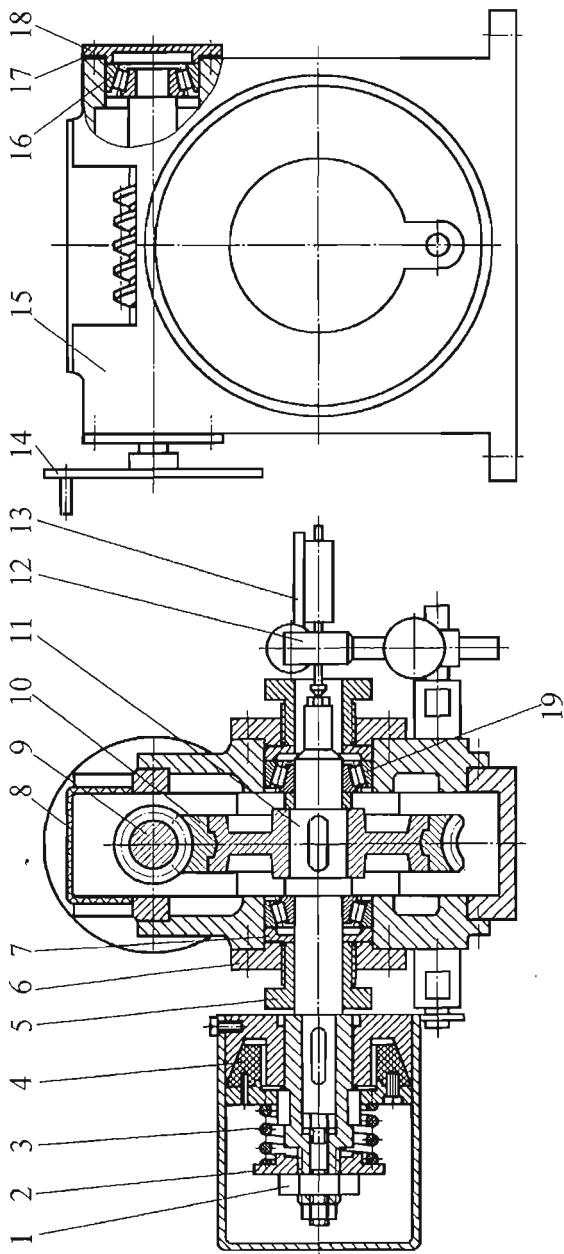


Рис. 1.25. Лабораторная установка для регулировки зацепления червячной передачи

Для регулировки зацепления по пятну контакта предусмотрено смещение червячного колеса 10 вдоль его оси вращением полых винтов 5, причем один из винтов отвинчивается, а другой завинчивается на одинаковый угол, чем обеспечивается осевое перемещение колеса без нарушения зазора в подшипниках. Смещение червячного колеса 10 можно замерить индикатором 13, установленным на штативе 12, или по шкале на наружной поверхности полых винтов 5.

Для наблюдения за пятном контакта на зубьях червячного колеса в корпусе с двух сторон предусмотрены окна. Червяк 9 прикрыт прозрачным колпаком 8, который снимают при нанесении на витки червяка красящего вещества.

Необходимое оборудование и инструмент

1. Редуктор червячный.
2. Набор гаечных ключей, отвертка.
3. Мерительный инструмент: линейка, штангенциркуль, индикатор часового типа с ценой деления 0,01 мм.

Рекомендуемая последовательность выполнения работы

1. Убедиться, что в опоре червяка установлен комплект компенсаторных полуколец 17, обеспечивающий нормальный зазор в подшипниках: вал червяка должен вращаться свободно без ощутимого осевого люфта.

2. Проверить и при необходимости отрегулировать зазор в подшипниках вала червячного колеса. Для этого завинчиванием полых винтов 5 обеспечить осевой люфт вала в пределах 0,04...0,07 мм, обеспечивая при этом легкость вращения вала в подшипниках. Контроль выполнять по индикатору 13.

3. Проверить наличие тормозного момента на валу 11: при вращении червяка 9 посредством маховика 14 должно ощущаться небольшое сопротивление. При отсутствии сопротивления вращению создать тормозной момент на валу 11, обеспечив деформацию сжатия пружины 3 тормоза завинчиванием гайки 1 при сохранении межвиткового зазора в пружине.

4. Снять колпак 8 и нанести краску на 2...3 витка червяка 9.

5. Прокрутить маховик 14 до тех пор, пока зубья червячного колеса 10 с перенесенной на них с червяка 9 краской не появятся в боковом окне.

6. Определить положение и размеры пятна контакта (см. раздел «Краткие сведения ...», рис. 1.18, 1.19 и табл. 1.12).

При нецентральной постановке пятна контакта на зубьях червячного колеса провести повторную регулировку зацепления по пятну контакта (с целью расположения его в центральной зоне зуба согласно рис. 1.19) смещением червячного колеса 10 вдоль его оси: При расположении пятна контакта у правого торца (см. рис. 1.18, а) червячное колесо необходимо сдвинуть вправо вывинчиванием правого винта 5 и одновременным закручиванием на одинаковый угол левого винта 5. При рассогласовании углов поворота левого и правого винтов нарушится зазор в подшипниках вала червячного колеса. И наоборот, если пятно контакта расположено у левого торца зубьев червячного колеса (рис. 1.18, б), колесо необходимо сдвинуть влево вращением винтов в противоположную сторону.

7. После окончательной регулировки оценить степень точности передачи по относительной величине суммарного пятна контакта (см. табл. 1.12). Результаты исследований занести в табл. 1.13.

Таблица 1.13

Результаты регулировки червячной передачи по пятну контакта

Длина зуба b , мм	Высота зуба h_p , мм	Величина разрыва c , мм	Длина пятна контакта a , мм	Высота пятна контакта, h_m , мм	Относительные размеры суммарного пятна контакта, %	
					по длине зуба	по высоте зуба

Анализ результатов и содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Схемы регулировки червячного зацепления по пятну контакта с кратким описанием процесса регулировки.
3. Таблица результатов регулировки (см. табл. 1.13).
4. Эскиз пятна контакта, полученного на зубе после окончательной регулировки, оценка его размеров.
5. Выводы по результатам проведенной работы (сравнение полученных результатов с нормативными согласно табл. 1.12).

Вопросы для самоконтроля

1. С какой целью регулируют червячное зацепление?
2. Чем обусловлено неточное относительное положение червяка и червячного колеса?
3. Чем достигается регулировка червячной передачи: осевым перемещением червяка, червячного колеса или обоих звеньев?
4. По каким нормам оценивают степень точности червячной передачи после изготовления и сборки?
5. Какими путями можно обеспечить требуемую точность зацепления червячной передачи?
6. Какие показатели используют для оценки точности червячной передачи по пятну контакта?
7. Как регулируют червячное зацепление с помощью компенсаторных полуколец? Где и в каких случаях их устанавливают?
8. Как регулируют червячное зацепление набором металлических прокладок?
9. Что следует регулировать вначале: зазор в зацеплении или зазор в подшипниках? Почему?
10. Как регулируют зацепление червячной передачи применением винтов, воздействующих через нажимные шайбы на подшипники? Достаточно ли установить винт с одной стороны вала? Почему?
11. С какой целью стопорят регулировочные винты после окончания регулировки? Какими способами?
12. Как перемещают червячное колесо относительно вала в процессе регулировки зацепления?
13. Что понимают под пятном контакта? Как оценивают его величину? Как определяют пятно контакта в зацеплении?
14. Передача какой степени точности 6 или 8 будет иметь большее пятно контакта? Почему?
15. Каким способом регулируют зацепление по пятну контакта в исследуемой Вами передаче?
16. Для чего в процессе регулировки создают дополнительное торможение ведомого вала?

Работа 1.5. Изучение конструкции и определение основных параметров планетарного редуктора

Цель работы

1. Ознакомиться с типовыми кинематическими схемами планетарных передач.
2. Изучить назначение и конструкцию планетарного редуктора, его узлов и деталей.
3. Определить основные параметры планетарного редуктора.
4. Ознакомиться с особенностями обслуживания редукторов в эксплуатации (заливка масла, проверка его уровня и т.п.).

В результате выполнения работы студент

- *должен знать:*
 - назначение, конструкцию, области применения и особенности обслуживания планетарных редукторов в эксплуатации;
 - кинематические и силовые возможности основных схем планетарных передач;
 - назначение и конструктивные особенности деталей и узлов изучаемого редуктора;
- *должен уметь:*
 - составлять кинематические схемы планетарных передач;
 - выполнять анализ конструктивных особенностей планетарных редукторов различных схем;
 - определять передаточное отношение редуктора;
 - выполнять эскиз редуктора с простановкой габаритных, установочных и присоединительных размеров.

Краткие теоретические сведения

Редуктором называют механизм, включающий передачи зацеплением, выполненный в виде отдельного агрегата и предназначенный для передачи механической энергии от двигателя к исполнительному механизму с уменьшением (редукцией) частоты вращения и увеличением вращающего момента.

Планетарными называют передачи, имеющие зубчатые колеса с подвижными осями, именуемые сателлитами. Число сателлитов n_w может быть от 1 до 20. Наибольшее распространение получили пере-

дачи с $n_w = 3$. Звено, на котором установлены опоры сателлитов, называют *водилом*. Ось вращения водила является основной осью. Зубчатые колеса, вращающиеся вокруг основной оси и сцепляющиеся с сателлитами, называют *центральными колесами*.

Достоинства планетарных передач:

- распределение нагрузки по потокам, число которых равно числу сателлитов, следствием чего является высокая нагрузочная способность передачи при малых габаритах и массе зубчатых колес;
- широкие возможности использования внутреннего зацепления, обладающего повышенной нагрузочной способностью;
- замыкание сил в зацеплениях при числе сателлитов $n_w > 1$ и, в связи с этим, малые нагрузки на центральные валы и их опоры;
- большие кинематические возможности – передаточное отношение i в одной ступени в различных схемах может принимать значения от нескольких единиц до 1600 и более.

К недостаткам планетарных передач по сравнению с цилиндрическими зубчатыми следует отнести повышенные требования к точности изготовления и относительную сложность сборки.

Причины выхода из строя зубчатых передач:

- *выкрашивание* (питтинг) зубьев – характерно для закрытых зубчатых передач, работающих в жидкой смазке. Выкрашивание начинается у полюсной линии, где имеет место чистое качение профилей, и распространяется со временем к головке и ножке зуба. Выкрашивание может быть ограниченным и прогрессирующим. Ограниченное выкрашивание характерно для периода приработки передачи и наблюдается в местах концентрации напряжений. По мере приработки передачи концентрация напряжений вдоль линии контакта зубьев снижается, трещины завальцовываются и передача длительно работает. Прогрессирующее выкрашивание связано с циклическим нагружением зубьев в течение длительного срока эксплуатации. Выкрашивание зубьев может быть также следствием значительной кратковременной перегрузки передачи. Для предотвращения выкрашивания зубьев проводят проектный и проверочные расчеты закрытых зубчатых передач на контактную прочность;
- *абразивный износ* – характерен для открытых зубчатых передач, работающих в абразивных средах при скудной смазке;
- *поломка зубьев* – наблюдается в открытых зубчатых передачах, когда вследствие износа зубьев уменьшается их толщина у основания, а также в закрытых высоконагруженных передачах, когда наряду с

контактной прочностью актуальным становится и вопрос изгибной прочности зубьев. При длительной эксплуатации передачи и циклическом действии нагрузки имеющиеся у корня зуба микротрещины разрастаются вглубь, что приводит к поломке зубьев. Поломка зубьев может быть также следствием значительной кратковременной перегрузки передачи. Для предотвращения поломки зубьев проводят проектный расчет открытых зубчатых передач на выносливость зубьев по изгибу, а также проверочные расчеты как открытых, так и закрытых передач на изгибную прочность;

– *заедание* – характерно для быстроходных высоконагруженных передач. При высокой нагрузке смазка выдавливается из контакта. Трение при недостаточной смазке приводит к нагреву и расплавлению металла в зоне контакта. Расплавленные частицы окисляются и образуют на зубьях наросты повышенной твердости. При контакте с сопряженным зубом они «бороздят» его, выводя передачу из строя. Для предотвращения заедания проводят проверочный расчет ответственных быстроходных закрытых передач на теплостойкость.

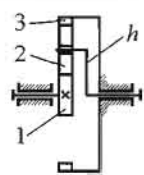
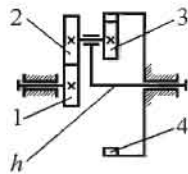
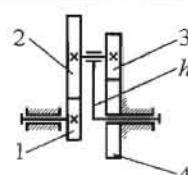
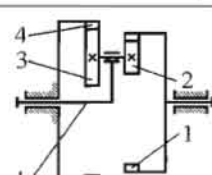
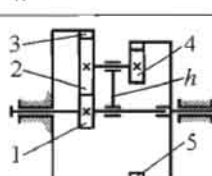
В табл. 1.14 приведены кинематические схемы и основные характеристики наиболее распространенных силовых планетарных передач.

Передача по схеме 1 включает центральные колеса 1 и 3 и сателлит 2, установленный на водиле h . Ведущим, как правило, является колесо 1, ведомым – водило h и неподвижным – колесо 3. Колесо 1 при вращении заставляет вращаться вокруг собственной оси сателлит 2. Последний, зацепляясь с неподвижным колесом 3, обкатывается по нему, увлекая во вращение водило. Схема 1 является наиболее простой, имеет высокий КПД, небольшие габариты и получила на практике основное применение. Недостатком этой схемы является малая редукция (небольшое передаточное отношение). При необходимости получения большого передаточного отношения силовые планетарные редукторы по этой схеме выполняют двух- и трехступенчатыми, образуемыми последовательным соединением двух или трех однорядных планетарных механизмов.

Передача по схеме 2 имеет двухрядный сателлит, расширяющий диапазон передаточных отношений. Венец 2 сателлита имеет внешнее зацепление с центральным колесом 1, венец 3 – внутреннее зацепление с центральным колесом 4. Передача компактна, однако сложнее в изготовлении и сборке, что ограничивает ее применение.

Таблица 1.14

Схемы планетарных передач

Номер схемы	Кинематическая схема	Звено			Передаточное отношение		Ориенти- ровочное зна- чение КПД
		ведущее	ведомое	непод- вижное	расчетная формула	интервал значений	
1		1	h	3	$i_{1h}^3 = 1 + \frac{z_3}{z_1}$	3...8	$\eta_{1h}^3 \approx 0,98$
2		1	h	4	$i_{1h}^4 = 1 + \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$	7...16	$\eta_{1h}^4 \approx 0,96$
3		1	h	4	$i_{1h}^4 = 1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$	-7...-15	$\eta_{1h}^4 \approx 0,96$
4		h	1	4	$i_{h1}^4 = \frac{1}{1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}}$	30...1600	$\eta_{h1}^4 \approx \frac{1}{1 + \frac{0,02}{\frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}} - 1} \approx 0,9...0,1$
5		1	5	3	$i_{15}^3 = \frac{1 + \frac{z_3}{z_1}}{1 - \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_5}}$	20...1600	$\eta_{15}^3 \approx \frac{0,98}{1 + \frac{0,02}{\frac{z_2}{z_3} \cdot \frac{z_5}{z_4}} - 1} \approx 0,96...0,2$

Примечание. В буквенно-цифровых обозначениях величин индекс сверху обозначает номер неподвижного звена, первый знак в индексе внизу – ведущее, второй знак – ведомое звенья.

В передаче по схеме 3 венец 3 сателлита имеет внешнее зацепление с центральным колесом 4, что отличает ее от схемы 2. Такая конструкция, по сравнению со схемой 2, менее технологична как в изготовлении, так и в сборке и рекомендуется к применению в основном в приводах кинематического назначения.

В передаче по схеме 4 оба центральных колеса 1 и 4 выполнены с внутренними зубьями. Кинематические возможности схемы 4 при ведущем центральном колесе 1 и схем 2, 3 мало отличаются. При ведущем водиле h схема 4 позволяет получить передаточное отношение в широком диапазоне от нескольких десятков до нескольких тысяч, но при сравнительно низком КПД. Поэтому применение передач по схеме 4 может быть оправдано только в приводах кратковременного действия при малых угловых скоростях.

Передача по схеме 5 имеет три центральных колеса 1, 3 и 5. Колесо 1 является ведущим, колесо 3 неподвижно закреплено в корпусе, колесо 5 – ведомое. Колесо 1, зацепляясь с венцом 2 сателлита, вращает сателлит в противоположную сторону. Сателлит, зацепляясь с неподвижным колесом 3, обкатывается по нему и вращает водило h в ту же сторону, что и колесо 1. При этом зубчатый венец 4 сателлита обкатывается по колесу 5. Так как числа зубьев (и начальные диаметры) венцов 2 и 4 разные, то при повороте сателлита на один оборот они пройдут разные пути. Если числа зубьев $z_2 > z_4$, то венец 4 пройдет меньший путь и повернет колесо 5 на разность длин их начальных окружностей в направлении вращения водила. При этом передаточное отношение передачи положительно. При числе зубьев $z_2 < z_4$ колесо 5 будет вращаться в противоположную сторону, передаточное отношение такой передачи отрицательно. При числе зубьев $z_2 = z_4$ колесо 5 неподвижно, а передаточное отношение передачи равно бесконечности. Таким образом, принимая числа зубьев венцов 2 и 4 значительно отличающимися друг от друга, можно получить большое передаточное отношение при сохранении компактности редуктора. Передачи по этой схеме имеют передаточное отношение в широком диапазоне и применяются вместо схемы 4 в кратковременно работающих приводах при необходимости получения более высокого КПД. Применение такой схемы в силовых приводах рационально при передаточном отношении $i = 20 \dots 100$.

Конструкция редуктора

В лабораторной работе рассматривается конструкция планетарного редуктора, выполненного по схеме 5 (см. табл. 1.14). Передача собрана в сварном корпусе 15, закрытом крышкой 4, крепящейся к корпусу болтами 3 с гайками и шайбами (рис. 1.26). В крышке 4 нарезан венец центрального неподвижного колеса с внутренними зубьями, число которых z_3 , и посажено наружное кольцо радиального шарикового подшипника 13 левой опоры ведущей вал-шестерни 10, поджимаемое крышкой 12 посредством болтовых соединений 7. На вал-шестерне 10 с числом зубьев z_1 внутреннее кольцо подшипника 13 закреплено гайкой 8, стопорящейся отгибной шайбой 11.

Подшипник правой опоры ведущей вал-шестерни 10 посажен в полость ведомого вала, выполненного заодно с ведомым центральным колесом 2 с внутренними зубьями, число которых z_5 . Ведомый вал установлен в корпусе в радиальных шарикоподшипниках 21, закрепленных на валу гайкой 18, стопорящейся отгибной шайбой 19. Опорами для водила h служат радиальные шарикоподшипники 14, напрессованные на вал-шестерню 10. В конструкции редуктора применен один двухрядный сателлит с зубчатыми венцами, имеющими числа зубьев z_2 (венiec слева) и z_4 (венiec справа), передающий нагрузку на водило через радиальные шарикоподшипники 5 и ось 6.

Применение одного сателлита позволило упростить изготовление и сборку редуктора в ущерб его нагрузочной способности. Со стороны выхода валов 2 и 10 из редуктора крышки 12 и 16 выполнены сквозными и имеют манжетные уплотнения 9 и 17.

Все зубчатые колеса для простоты изготовления выполнены одного модуля.

В редукторе предусмотрена пластичная смазка, закладываемая при сборке на одну треть свободного пространства корпуса.

Редуктор работает следующим образом. Вал-шестерня 10, приводимая во вращение от двигателя и входящая своими зубьями в зацепление с левым венцом сателлита 1, вращает последний в противоположную сторону. Сателлит, зацепляясь левым венцом с колесом 4, обкатывается по нему, увлекая во вращение водило h в ту же сторону, куда вращается вал-шестерня 10. При этом правый зубчатый венiec сателлита 1 обкатывается по колесу 2. Так как числа зубьев левого и правого венцов сателлита 1 (и их начальные диаметры) не одинаковы, то при повороте сателлита на один оборот они пройдут разные

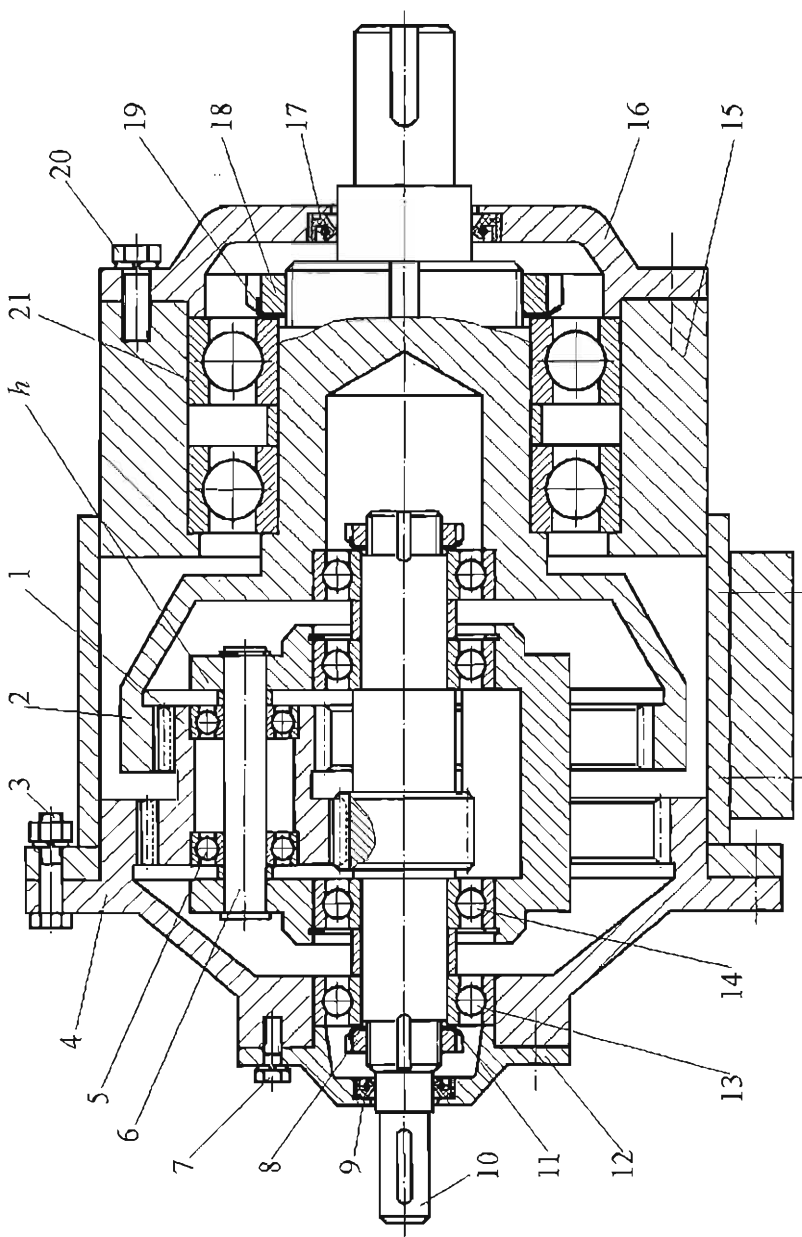


Рис. 1.26. Конструкция планетарного редуктора

пути. Если $z_2 > z_4$, то правый венец пройдет путь меньший на разность длин окружностей их начальных цилиндров, и повернет колесо 2 в ту же сторону, куда вращается водило.

При $z_2 < z_4$ колесо 2 будет вращаться в противоположную сторону. При $z_2 = z_4$ колесо 2 неподвижно, а передаточное отношение редуктора равно бесконечности. Таким образом, принимая числа зубьев левого и правого венцов сателлита незначительно отличающимися друг от друга, можно получить большое передаточное отношение при сохранении компактности редуктора.

Необходимое оборудование и инструмент

1. Редуктор планетарный.
2. Набор гаечных ключей.
3. Мерительный инструмент: линейка, кронциркуль, штангенциркуль, штангенвысотомер, штангензубомер.

Рекомендуемая последовательность выполнения работы

1. Ознакомиться со схемами планетарных передач.
2. Ознакомиться с конструктивными особенностями редуктора: корпуса, крышек, креплений и т.д. (наличие ребер, приливов, бобышек, привалочных поверхностей и т.п.).
3. Замерить габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора (рис. 1.27, 1.28). Результаты замеров занести в табл. 1.15, 1.16.
4. Разобрать редуктор, для чего отвинтить болты 3 крепления крышки к корпусу редуктора и снять крышку. Ознакомиться с внутренним устройством и конструкцией зубчатых колес, водила и оси сателлита. Усвоить принцип работы механизма.
5. Подсчитать числа зубьев всех зубчатых колес и вычислить передаточное отношение редуктора.
6. Штангензубомером измерить высоту зуба h любого из зубчатых колес и вычислить модуль зацепления:

$$m = \frac{h}{2,25}.$$

Полученное значение модуля уточнить по ГОСТ 9563-80*. Ниже приведены модули в наиболее употребляемом диапазоне, мм:

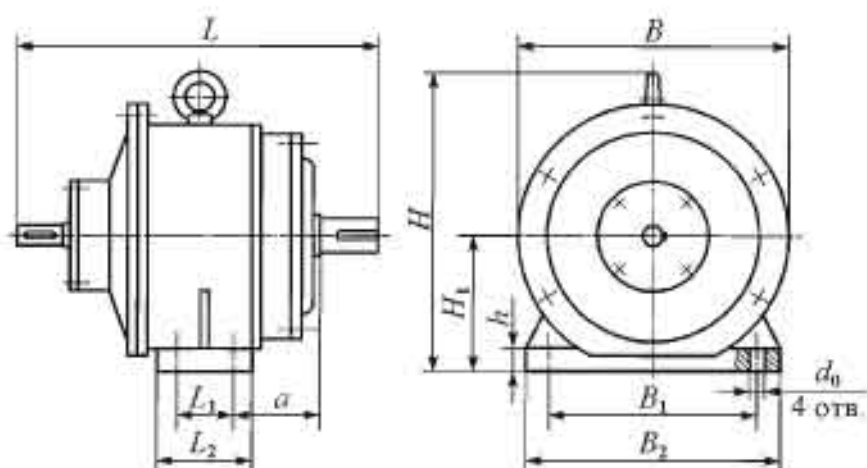


Рис. 1.27. Габаритные, установочные и присоединительные размеры планетарного редуктора

Таблица 1.15

Размеры редуктора, мм

Габаритные			Установочные и присоединительные							
L	B	H	L_1	L_2	a	B_1	B_2	H_1	h	d_0

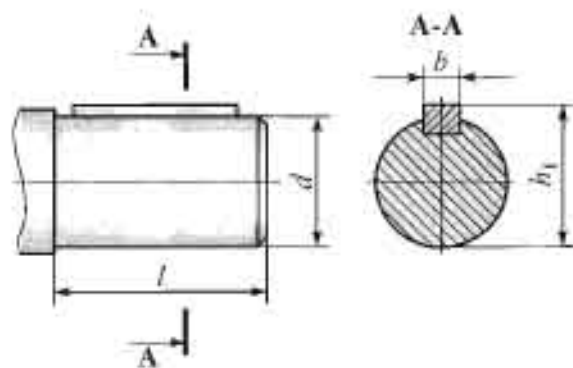


Рис. 1.28. Размеры концов валов редуктора

Таблица 1.16

Размеры концов валов редуктора, мм

Вал	d	l	b	h_1
Быстроходный				
Тихоходный				

1-й ряд (предпочтительный): 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12;

2-й ряд: 0,9; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14.

7. Вычислить делительные диаметры всех зубчатых колес и делительное межосевое расстояние:

$$d = mz ;$$

$$a = 0,5m(z_1 + z_2) = 0,5m(z_3 - z_2) = 0,5m(z_5 - z_4).$$

8. Все замеры параметров зацеплений и редуктора занести в табл. 1.17.

9. Собрать редуктор.

10. Проверить передаточное отношение редуктора. Для этого повернуть быстроходный вал на такое число оборотов, за которое тихоходный вал повернется на один оборот. При этом число оборотов быстроходного вала будет примерно равно передаточному отношению редуктора.

Анализ результатов и содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Схемы планетарных передач и их сравнительная оценка.
3. Назначение и устройство редуктора. Эскиз редуктора с простановкой габаритных, установочных и присоединительных размеров (см. рис. 1.27, 1.28 и табл. 1.15, 1.16).
4. Параметры зубчатых зацеплений и редуктора в целом (см. табл. 1.17).

Вопросы для самоконтроля

1. Каково назначение редуктора? Укажите связь между мощностями, частотами вращения и вращающими моментами на валах редуктора.
2. Укажите критерии работоспособности передач редуктора.

3. Перечислите достоинства планетарных передач.
4. Поясните причину различия диаметров валов и как это соотносится с назначением редуктора?
5. Определите передаточное отношение редуктора.
6. Как определить передаточное отношение редуктора без его разборки?
7. Как определить диаметры делительные, вершин, впадин зубьев и межосевое расстояние при известных значениях модуля и чисел зубьев зубчатых колес?
8. Каким способом обеспечивается в данном редукторе смазка зацеплений и подшипников?
9. Укажите назначение отдушины в редукторе.

Таблица 1.17

Параметры зубчатых зацеплений редуктора

Параметры	Обозначение	Величина
Модуль зацепления, мм	m	
Числа зубьев зубчатых колес	z_1	
	z_2	
	z_3	
	z_4	
	z_5	
Делительные диаметры зубчатых колес, мм	d_1	
	d_2	
	d_3	
	d_4	
	d_5	
Делительное межосевое расстояние, мм	a	
Передаточное отношение редуктора	i	

Работа 1.6. Изучение конструкции и определение основных параметров волнового редуктора

Цель работы

1. Изучить назначение, принцип действия и основные схемы волновых зубчатых передач.
2. Изучить конструкцию волнового редуктора, определить его основные параметры.
3. Ознакомиться с особенностями обслуживания редукторов в эксплуатации (заливка масла, проверка его уровня и т.п.).

В результате выполнения работы студент

- *должен знать:*

- назначение, конструкцию, области применения и особенности обслуживания редукторов в эксплуатации;
- кинематические и силовые возможности волновых зубчатых передач;
- назначение и конструктивные особенности деталей и узлов редуктора;

- *должен уметь:*

- составлять кинематические схемы волновых зубчатых передач;
- выполнять анализ конструктивных особенностей волновых редукторов различных схем;
- определять передаточное отношение редуктора;
- выполнять эскиз редуктора с простановкой габаритных, установочных и присоединительных размеров.

Краткие теоретические сведения

Редуктором называют механизм, включающий передачи зацеплением, выполненный в виде отдельного агрегата и предназначенный для передачи механической энергии от двигателя к исполнительному механизму с уменьшением (редукцией) частоты вращения и увеличением вращающего момента.

Волновая зубчатая передача является одной из разновидностей механических передач. Работа волновой зубчатой передачи основана на принципе преобразования движения посредством волнового деформирования одного из кинематических звеньев механизма. Этот прин-

цип впервые предложен в нашей стране инженером А.И. Москвитиным в 1947 г. для фрикционной волновой передачи с электромагнитным генератором волн, затем В. Мессером в 1959 г. – для зубчатой передачи с механическим генератором.

Волновая зубчатая передача получает все большее признание и распространение благодаря следующим ее *достоинствам*:

- большое передаточное отношение – оптимальный интервал передаточных отношений $i = 80 \dots 320$;

- большое число зубьев, одновременно находящихся в зацеплении, и, как следствие, высокая нагрузочная способность при малых габаритах и массе;

- сравнительно высокий КПД, соизмеримый с КПД многоступенчатых зубчатых цилиндрических и планетарных передач при равном передаточном отношении;

- малые нагрузки на валы и опоры из-за взаимной уравновешенности сил в зацеплении;

- высокая кинематическая точность;

- возможность передачи механического движения в герметизированное пространство.

Существенным *недостатком* волновых передач является высокое значение нижнего предела передаточных отношений. Волновые зубчатые передачи со стальными зубчатыми колесами рекомендуется применять при передаточных отношениях $i \geq 80$. При меньших передаточных отношениях число зубьев получается сравнительно небольшим, а размеры зуба существенно больше толщины стенки гибкого колеса. В такой передаче деформации гибкого колеса сравнительно велики, что приводит к его усталостному разрушению.

Верхний предел передаточных отношений $i_{\max} = 320 \dots 400$ обусловлен малой величиной получаемого модуля зацепления и, следовательно, малой высотой зуба. Она становится соизмеримой с величиной сжатия (деформации) звеньев под нагрузкой, что сопряжено с проскоком зубьев и разрушением передачи.

Волновое деформирование одного из кинематических звеньев механизма создается генератором волн. Применяют следующие виды механических генераторов волн:

- роликовый;
- дисковый;
- кулачковый.

На рис. 1.29 изображена конструкция волновой зубчатой передачи

с роликовым генератором волн. Передача состоит из гибкого зубчатого колеса 1 с наружными зубьями, жесткого зубчатого колеса 2 с внутренними зубьями и генератора волн деформации 3. Гибкое и жесткое колеса имеют соответственно числа зубьев z_1 и z_2 , причем $z_1 < z_2$. Обычно $z_2 - z_1 = 2$.

Генератор волн выполнен в виде водила 3 с закрепленными на нем с возможностью свободного вращения роликами 4. Ролики обкатываются по внутренней поверхности гибкого колеса. Расстояние от оси вращения водила до осей роликов подобрано таким, что при введении генератора во внутреннюю полость гибкого колеса последнее, упруго деформируясь, приобретает овальную форму. При этом зубья жесткого и гибкого колес входят в зацепление в направлении большой оси овала и обеспечивают зазор между зубьями в направлении малой оси овала. Зубья 1 и 11 гибкого колеса находятся в контакте с зубьями жесткого колеса по всей рабочей высоте, зубья 2 и 10 – на меньшей высоте, зубья 3 и 9 – на еще меньшей высоте, а зубья 5...7 вообще не касаются друг друга. По горизонтальной оси вершина зуба гибкого колеса находится против вершины зуба жесткого колеса (или впадина против впадины). При повороте генератора волн по часовой стрелке на угол, соответствующий одному угловому шагу, зуб 2 вдавливаются во впадину между зубьями 1' и 2' жесткого колеса на всю глубину; при дальнейшем вращении генератора зуб 3 вдавливаются во впадину между зубьями 2' и 3' и так далее. При повороте генератора волн на угол 90° зубья, лежащие на горизонтальной оси, находятся в контакте по всей высоте, а по вертикальной оси зубья максимально удалены друг от друга, и вершина зуба 1 находится против вершины зуба 22' жесткого колеса. Когда генератор сделает половину оборота, зуб 1 окажется во впадине между зубьями 21' и 22', и гибкое колесо повернется на один зуб в направлении, противоположном вращению генератора, а при полном обороте генератора – на два зуба.

Ведущим звеном, как правило, является генератор, ведомым звеном – гибкое колесо, причем оно вращается в сторону, противоположную вращению генератора. Жесткое колесо при этом закрепляют в корпусе неподвижно.

При неподвижном закреплении гибкого колеса жесткое колесо будет вращаться в направлении вращения генератора. Передачу с неподвижным гибким колесом, выполненным в виде стакана, применяют для передачи движения в герметизированное пространство, в частности, в приводе колеса планетохода.

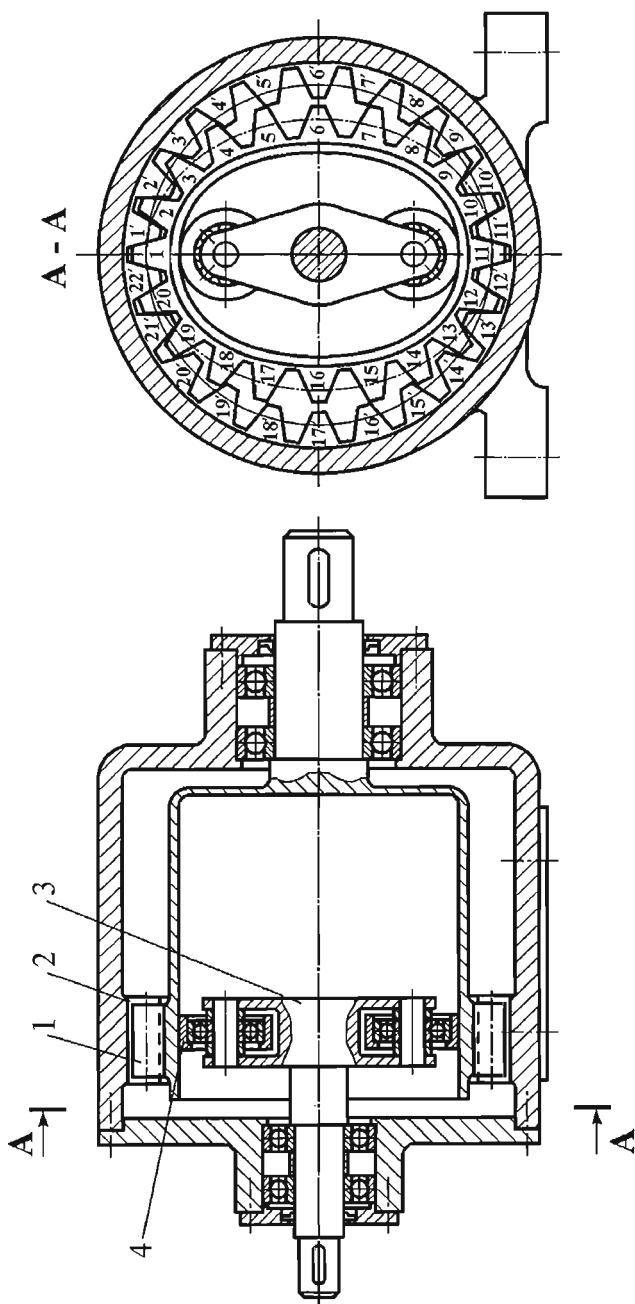


Рис. 1.29. Волновая зубчатая передача с роликовым генератором волн

Роликовый генератор прост в изготовлении. Ролики контактируют с гибким колесом по узкой площадке, следствием чего является низкая нагрузочная способность передачи. Наличие свободных (неопертых) участков гибкого колеса не позволяет сохранить заданную форму при его деформировании под нагрузкой, поэтому такой генератор называют генератором свободной деформации.

При увеличении диаметра роликов генератора условия работы нагруженного контакта зубьев улучшаются, однако размеры роликов ограничены условиями компоновки.

Роликовый генератор получил применение только в передачах кинематического назначения.

На рис. 1.30 показан дисковый генератор волн. Диски 1 отличаются от роликов большим диаметром, соизмеримым с внутренним диаметром гибкого колеса 2.

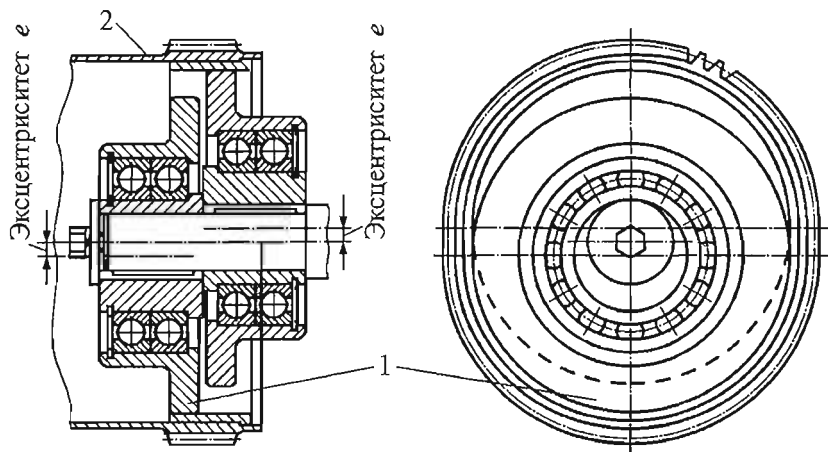


Рис. 1.30. Дисковый генератор волн

Для размещения дисков внутри гибкого колеса они сдвинуты относительно друг друга в осевом направлении. Диски с подшипниками установлены с эксцентриситетом e на эксцентричных шейках вала.

При этой конструкции генератора гибкое колесо опирается на диски на достаточно большой дуге, что способствует сохранению заданной формы деформации в нагруженной передаче.

Дисковый генератор получил применение в силовых приводах при единичном и мелкосерийном производствах, а также при требовании малой инерционности механизма.

Кулачковый генератор волн (рис. 1.31) состоит из кулачка 1 овальной формы и напрессованного на него гибкого подшипника качения 2. Форму кулачка выполняют эквидистантной к принятой форме деформирования гибкого колеса. Гибкий подшипник имеет тонкостенные кольца, чем обеспечивается его работоспособность при циклическом упругом деформировании.

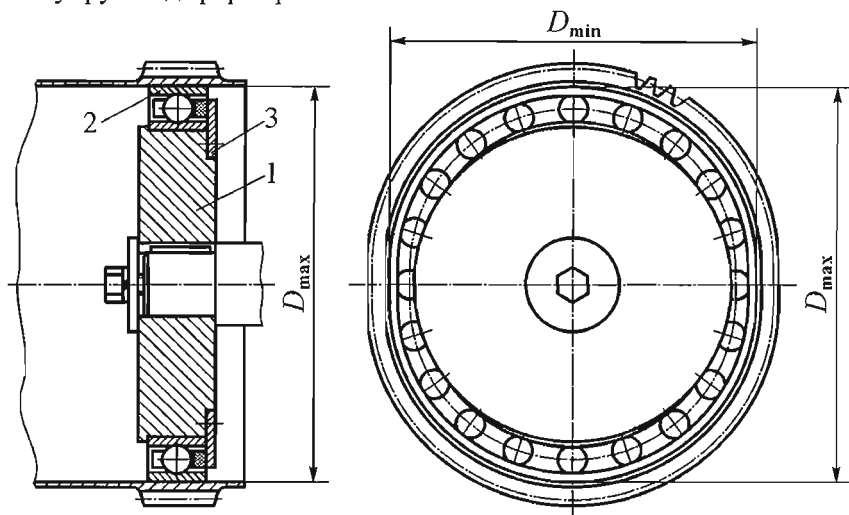


Рис.1.31. Кулачковый генератор волн

Кулачковый генератор является генератором принудительной деформации. Он лучше других генераторов сохраняет форму деформированного гибкого колеса под нагрузкой, чем обеспечиваются высокая нагрузочная способность и долговечность передачи. Этот тип генератора получил основное применение в крупносерийном и массовом производствах.

Гибкий подшипник приведен на рис. 1.32. Сепаратор гибкого подшипника имеет U-образную форму гнезд, поэтому под нагрузкой вследствие прогиба его перемычек и появления осевой силы он выжимается из подшипника. Сепаратор удерживают от осевых перемещений дополнительными средствами, например, кольцом 3, прикрепленным к торцу кулачка генератора (см. рис. 1.31).

Соединение кулачка генератора с валом может быть глухое или подвижное. При глухом соединении (рис. 1.33, а) кулачок посажен на вал. Вращающий момент передается шпоночным, шлицевым соеди-

нением или соединением с натягом. Глухое соединение требует высокой соосности неподвижного колеса, генератора и подвижного колеса, что может быть достигнуто при высокой точности изготовления. Несоосность звеньев передачи приводит к неравномерному распределению нагрузки по зонам зацепления, нарушению силового равновесия и снижению долговечности передачи. Поэтому глухое соединение применяют только в малонагруженных приводах.

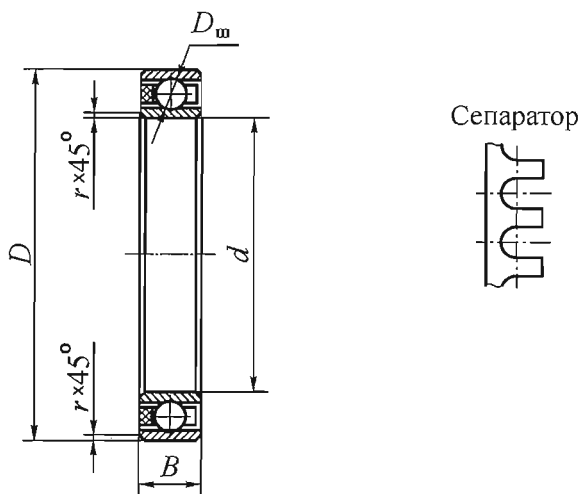


Рис. 1.32. Гибкий подшипник

Для компенсации отклонения от соосности кинематических звеньев применяют подвижное соединение кулачка генератора с валом. Его выполняют с помощью упругих элементов или жестких шарниров. В конструкции по рис. 1.33, б упругий элемент выполнен в виде резиновой шайбы 1, привулканизированной к металлическим дискам 2 и 3, которые соединены соответственно с кулачком и валом. Резиновый элемент по рис. 1.33, в обладает повышенной податливостью при угловых перекосах.

В конструкции по рис. 1.33, г шарнирное соединение осуществляется с помощью зубчатой муфты. Вал 1 и кулачок 2 имеют зубчатые венцы с наружными зубьями. Венцы соединены втулкой 3 с внутренними зубьями. Шайба 4 и пружинное кольцо 5 ограничивают перемещение втулки в осевом направлении.

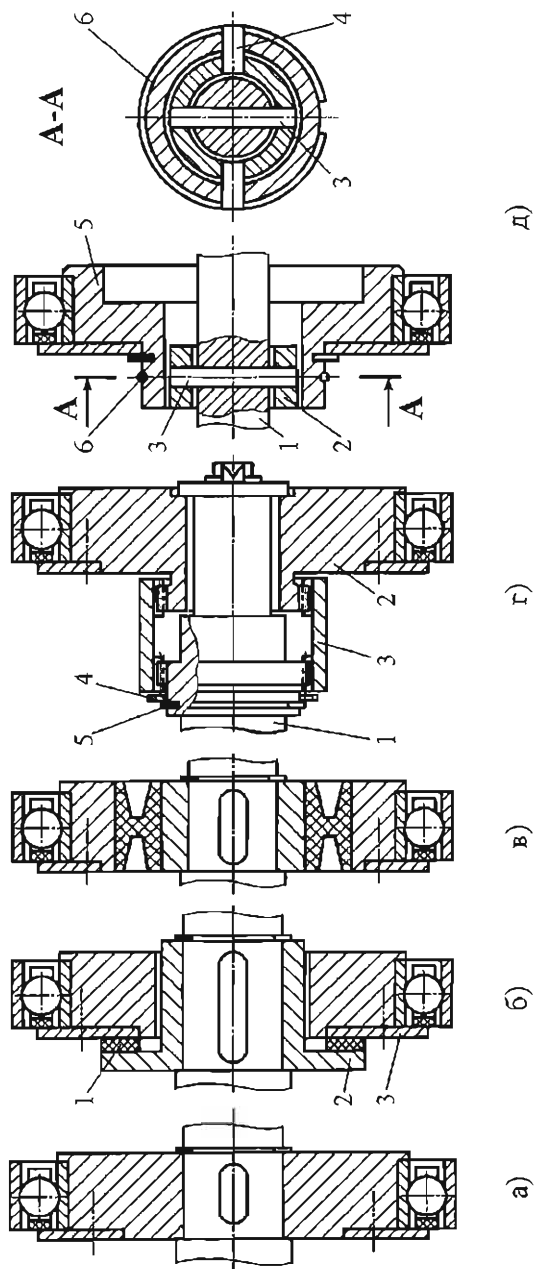


Рис. 1.33. Соединение кулачка генератора волн с валом

В редукторах общего назначения применяют шарнирное соединение кулачка с валом с крестообразным расположением пальцев (рис. 1.33, д). Через вал 1 и втулку 2 проходит палец 3, два других пальца 4 проходят через втулку 2 и кулачок 5. Пальцы установлены в отверстиях с зазором. От выпадения палец 3 удерживается внутренней поверхностью кулачка 5, пальцы 4 – пружинным кольцом 6 и наружной поверхностью вала.

Критерии работоспособности волновых зубчатых передач:

- прочность гибкого колеса;
- прочность гибкого подшипника;
- износостойкость зубьев;
- жесткость генератора и жесткого колеса;
- теплостойкость.

Разрушение *гибкого колеса* является одной из основных причин выхода из строя передачи. Разрушение, как правило, носит усталостный характер и связано с циклическим деформированием гибкого колеса. Усталостные трещины возникают обычно во впадинах между зубьями и распространяются на гибкий цилиндр.

Опасность усталостного разрушения гибкого колеса возрастает с уменьшением передаточного отношения передачи, так как при этом уменьшается число зубьев и возрастают их размеры. В результате увеличивается радиальная упругая деформация гибкого колеса.

Разрушение *гибкого подшипника* кулачкового генератора обычно связано с циклическим волновым деформированием его наружного кольца. Усталостная поломка чаще наблюдается в передачах с малым передаточным отношением по той же причине, что и гибкого колеса. Статическая поломка гибкого подшипника связана со значительными перегрузками.

Износ зубьев связан со скольжением сопряженных профилей зубьев под нагрузкой. При удовлетворительной смазке и номинальной нагрузке абразивный износ практически прекращается после приработки передачи.

Жесткость генератора и жесткого колеса влияют на качество зацепления зубьев под нагрузкой. Повышенные деформации генератора и жесткого колеса под нагрузкой приводят к интерференции вершин зубьев при входе в зацепление (зубья упираются друг в друга вершинами). При перегрузке передачи создается опасность проскока генератора, когда генератор волн сжимается и проскакивает при неподвижном ведомом колесе и отсутствии пересопряжения зубьев.

Тепловой режим ограничивает полезную нагрузку при большой частоте вращения генератора и связан со значительными тепловыделениями и компактностью редуктора.

В волновой передаче разность чисел зубьев колес кратна числу волн деформации:

$$z_2 - z_1 = K_z n_w,$$

где K_z – коэффициент кратности, $K_z = 1, 2, 3, \dots$;

n_w – число волн деформации.

Основное применение получили передачи с коэффициентом кратности $K_z = 1$ и числом волн деформации $n_w = 2$. При этом разность чисел зубьев жесткого и гибкого колес

$$z_2 - z_1 = 1 \cdot 2 = 2. \quad (1.1)$$

Передаточное отношение передачи зависит от того, какое из зубчатых колес закреплено неподвижно:

– при неподвижном жестком колесе

$$i = \frac{n_0}{n_1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}, \quad (1.2)$$

– при неподвижном гибком колесе

$$i = \frac{n_0}{n_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1}.$$

В формулах:

n_0 – частота вращения генератора (ведущее звено), мин^{-1} ;

n_1, n_2 – частота вращения подвижного колеса (ведомое звено), мин^{-1} .

Знак «–» в формуле (1.2) указывает, что генератор волн и гибкое колесо вращаются в противоположные стороны.

Конструкция волнового редуктора

Объектом изучения могут быть редукторы любых конструктивных исполнений. В данной работе изучается мотор-редуктор 2МВз-160-15 (рис. 1.34).

Обозначение редуктора включает следующую информацию:

2МВз – мотор-редуктор волновой зубчатый;

160 – наружный диаметр гибкого подшипника D , мм (он же – внутренний диаметр гибкого колеса);

15 – частота вращения тихоходного вала, мин^{-1} .

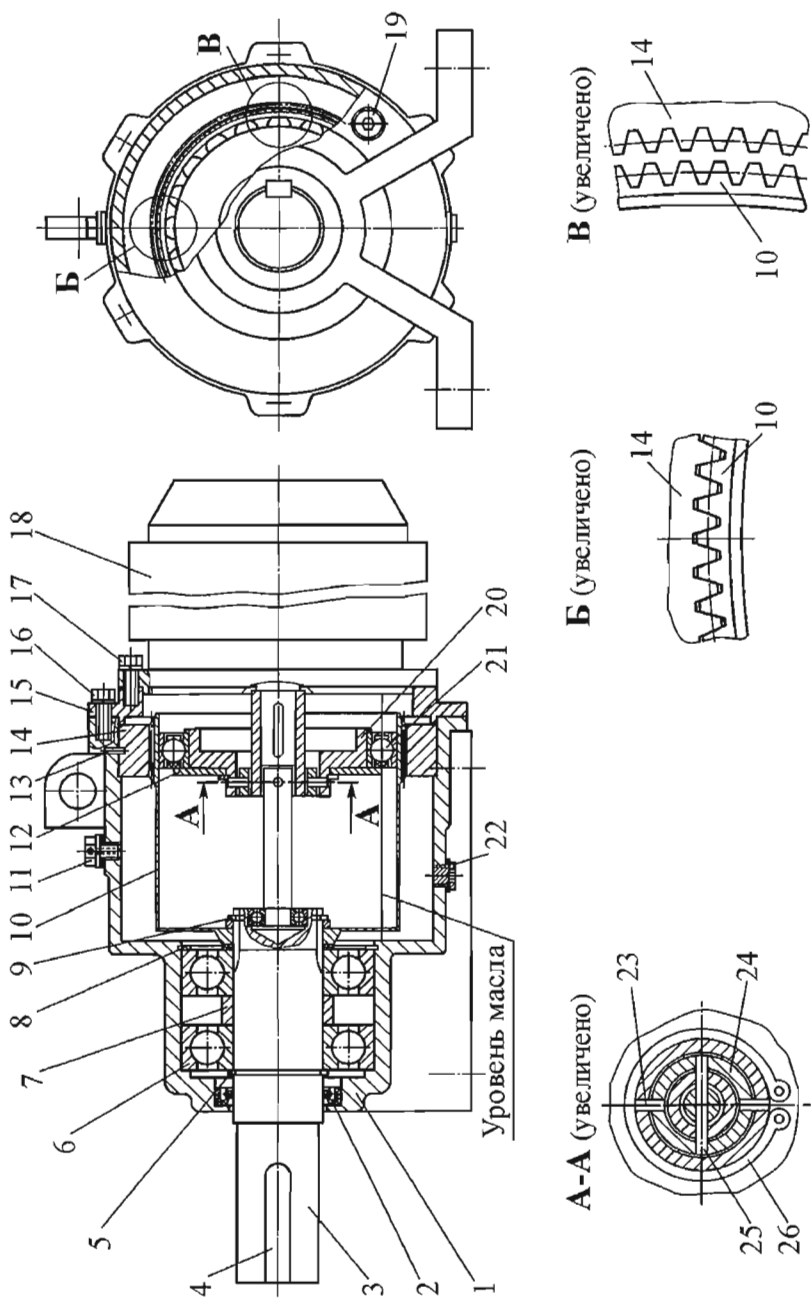


Рис. 1.34. Конструкция волнового мотор-редуктора

Фланцевый электродвигатель 18 крепится к корпусу 1 волнового редуктора через крышку 15 посредством болтов 16 и 17 с пружинными шайбами. Основными элементами редуктора являются жесткое колесо 14, неподвижно закрепленное в корпусе, гибкое колесо 10, посаженное на ведомый вал 3, и кулачковый генератор волн, содержащий кулачок 20 и гибкий подшипник 21. Жесткое колесо от проворачивания в корпусе удерживается штифтом 13. Гибкое колесо представляет собой цилиндрическую оболочку, приваренную к штампованному днищу. В ступице днища имеются шлицы для соединения с ведомым валом, вращающимся на двух радиальных шариковых подшипниках 6. Детали на валу 3 фиксируются в осевом направлении пружинными кольцами 5 и 9 и дистанционным кольцом 7. В корпусе вал с подшипниками фиксируется пружинным кольцом 8.

На кулачок 20 генератора волн напрессован гибкий шарикоподшипник 21 с гибкими кольцами и текстолитовым сепаратором. Выпадение сепаратора из подшипника предотвращается диском 12, зафиксированным на ступице кулачка разрезным пружинным кольцом 26.

Для компенсации отклонения от соосности гибкого и жесткого колес в редукторе применено шарнирное соединение вала двигателя и кулачка 20 с крестообразным расположением пальцев. Вращение от вала двигателя к кулачку передается через палец 25, промежуточное кольцо 24 и пальцы 23. Пружинное кольцо 26 одновременно с фиксацией диска 12 препятствует выпадению пальцев 23. Пальцы в отверстиях установлены с зазорами, образуя подвижное соединение. Приведенная конструкция шарнира обеспечивает радиальные и угловые перемещения кулачка, способствуя выравниванию нагрузки между диаметрально противоположными зонами контакта зубьев гибкого и жесткого колес.

Корпус редуктора является одновременно и емкостью для размещения смазочного масла.

Для смазывания зацеплений зубчатых колес и подшипников при окружных скоростях в зацеплении до 15 м/с применяют жидкие нефтяные смазочные масла, обеспечивая картерную систему смазки разбрызгиванием. Для этого в корпус редуктора заливают масло вязкостью 30...60 мм²/с при 50 °С из расчета 0,3...0,5 л масла на один кВт передаваемой мощности. Уровень смазки должен обеспечить погружение нижнего шарика гибкого подшипника до его оси.

Если смазывание зацепления разбрызгиванием невозможно, например, при малых окружных скоростях зубчатых колес (менее 1 м/с) или при вертикальном расположении валов, то применяют пластич-

ную смазку, которой заполняют от 1/3 до 1/2 свободного пространства корпуса редуктора или опор.

В процессе эксплуатации редуктора регулярно следят за наличием и уровнем смазочного масла и при необходимости его пополняют. Пробка 19 служит для контроля уровня масла в редукторе, а пробка 22 – для слива масла. Смазка заливается через специальное отверстие, закрываемое пробкой 11, являющейся одновременно отдушиной: отверстия в пробке предназначены для сообщения внутренней полости редуктора с атмосферой. При работе редуктора масло и детали нагреваются, при отсутствии отдушины в полости редуктора создается избыточное давление, и масло выдавливается через манжетное уплотнение 2, установленное в месте выхода вала из редуктора.

Вращающий момент с тихоходного вала редуктора к исполнительному механизму передается шпонкой 4.

Необходимое оборудование и инструмент

1. Редуктор волновой.
2. Набор гаечных ключей.
3. Мерительный инструмент: линейка, кронциркуль, штангенциркуль, штангенвысотомер.

Рекомендуемая последовательность выполнения работы

1. Провести обмеры редуктора согласно рис. 1.35, 1.36 и занести их в табл. 1.18, 1.19. Оценить каждый размер редуктора с точки зрения его конструктивного предназначения, т.е. указать в какую группу размеров он входит (габаритные, установочные или присоединительные).

2. Разобрать редуктор, для чего отвинтить болты 16 крепления крышки 15 к корпусу 1 (см. рис. 1.34). Снять крышку в сборе с электродвигателем 18, кулачком 20 и гибким подшипником 21. Изучить устройство и особенности конструкции согласно разделу «Конструкция волнового редуктора», т.е. найти перечисленные в разделе детали и узлы применительно к изучаемому редуктору.

3. Определить параметры волновой зубчатой передачи и заполнить табл. 1.20:

3.1. Подсчитать число зубьев z_1 гибкого колеса и вычислить по формуле (1.1) число зубьев z_2 жесткого колеса;

3.2. Рассчитать по формуле (1.2) передаточное отношение волновой передачи;

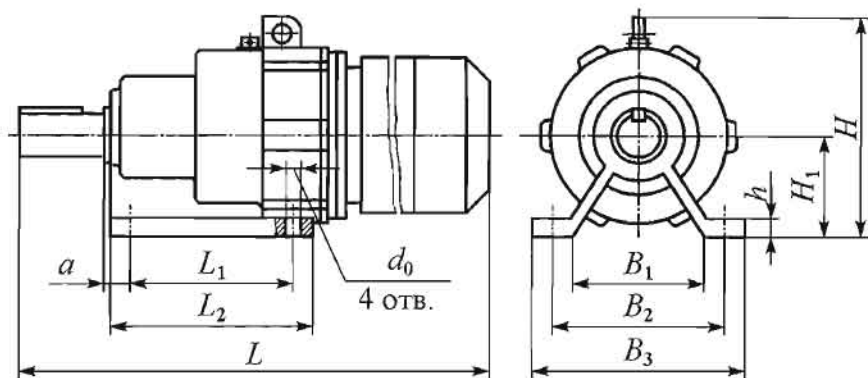


Рис. 1.35. Габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора

Таблица 1.18

Размеры мотор-редуктора, мм

Габаритные		Установочные и присоединительные								
L	H	L_1	L_2	a	B_1	B_2	B_3	H_1	h	d_0

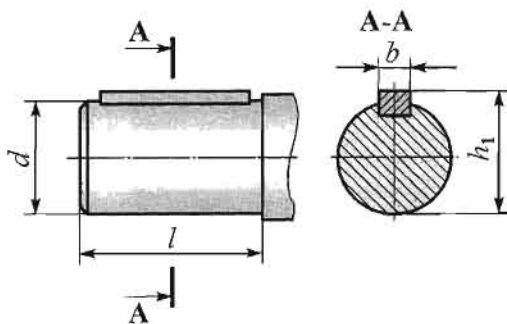


Рис. 1.36. Размеры конца тихоходного вала мотор-редуктора

Таблица 1.19

Размеры конца вала мотор-редуктора, мм

d	l	b	h_1

3.3. Замерить штангенциркулем наименьший D_{\min} и наибольший D_{\max} наружные размеры деформированного гибкого подшипника и рассчитать радиальную деформацию гибкого колеса

$$w_0 = \frac{(D_{\max} - D_{\min})}{4,18};$$

3.4. Вычислить ориентировочное значение модуля зацепления

$$m \approx \frac{D}{z_1} = \frac{160}{z_1}.$$

Полученное значение модуля уточнить по ГОСТ 9563-80*. Ниже приведены модули в наиболее употребляемом для волновых передач диапазоне, мм:

1-й ряд (*предпочтительный*): 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,25; 1,5;

2-й ряд: 0,35; 0,45; 0,55; 0,7; 0,9; 1,125; 1,375;

3.5. Вычислить делительные диаметры гибкого и жесткого зубчатых колес:

$$d_1 = m z_1,$$

$$d_2 = m z_2;$$

3.6. Оценить КПД редуктора по графику (рис. 1.37).

4. Собрать редуктор. Операции при сборке редуктора выполнять в последовательности, обратной процессу разборки (см. п. 2).

Таблица 1.20

Параметры волновой передачи

Типоразмер редуктора	Внутренний диаметр гибкого колеса, мм	Число зубьев зубчатых колес		Переда- точное от- ношение	Модуль, мм	Делительные диаметры зубчатых колес, мм		КПД
		z_1	z_2			d_1	d_2	
2МВ3-160-15	160							

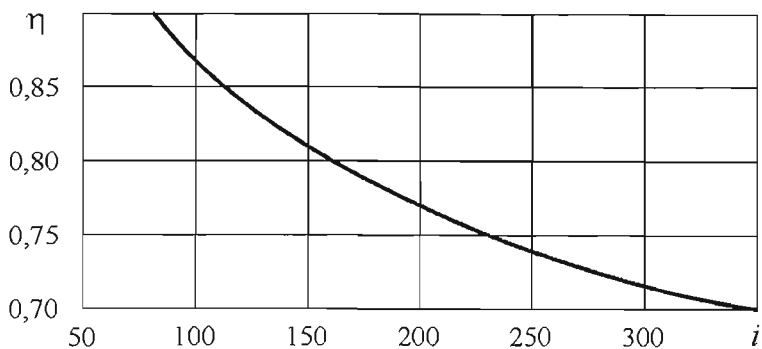


Рис. 1.37. Зависимость КПД волнового редуктора от передаточного отношения

Анализ результатов и содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Эскиз и описание принципа работы волновой передачи. Конструкции генераторов волн (см. рис. 1.29–1.31).
3. Назначение и устройство редуктора. Эскиз редуктора с простановкой габаритных, установочных и присоединительных размеров (см. рис. 1.35, 1.36 и табл. 1.18, 1.19).
4. Параметры волновой зубчатой передачи (см. табл. 1.20).

Вопросы для самоконтроля

1. Каково назначение редуктора? Укажите связь между мощностями, частотами вращения и вращающими моментами на валах редуктора.
2. Укажите достоинства и недостатки волновых зубчатых передач.
3. Укажите критерии работоспособности волновых зубчатых передач.
4. Укажите число волн деформации n_w гибкого колеса в рассматриваемом редукторе.
5. Определите передаточное отношение i волнового редуктора при заданном числе зубьев гибкого колеса z_1 и числе волн деформации n_w .

Работа 1.7. Изучение конструкций подшипников качения

Цель работы

Изучить назначение, конструкцию и систему условных обозначений подшипников качения.

В результате выполнения работы студент

- *должен знать*:
 - назначение и конструкцию основных типов подшипников качения;
 - классификацию подшипников качения;
 - систему условных обозначений подшипников качения;
 - влияние типа подшипника, формы тел качения, размерных серий на сравнительные характеристики подшипников;
- *должен уметь*:
 - составить и расшифровать условные обозначения подшипников, пользуясь справочной литературой;
 - изобразить конструкцию подшипника, заданного основным условным обозначением и привести его характеристику (назначение подшипника, направление воспринимаемых нагрузок, требования к регулировке и др.);
 - выбрать тип подшипника при известных направлениях внешних сил и условиях работы подшипникового узла.

Краткие теоретические сведения

Подшипники предназначены для поддержания валов и осей в пространстве, передачи нагрузки на корпус и обеспечения возможности вращения или качения валов и осей. Кроме того, подшипники могут поддерживать детали, вращающиеся вокруг осей или валов, например, шкивы, звездочки, зубчатые колеса и др.

Подшипник качения – это опора или направляющая, которая определяет положение движущихся частей по отношению к другим частям механизма и работает по принципу трения качения.

Подшипник качения в общем случае состоит из следующих деталей (рис. 1.38): внутреннего 1 и наружного 4 колец с дорожками качения, тел качения (шариков или роликов) 2 и сепаратора 3, разделяющего и направляющего тела качения.

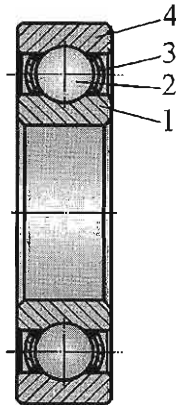


Рис. 1.38. Конструкция подшипника качения

Одно из колец или оба кольца могут отсутствовать, и тогда дорожки качения выполняют непосредственно на валу или в корпусе. При малых скоростях, стесненных габаритах и большой нагрузке может отсутствовать также сепаратор.

Классификация подшипников качения

Подшипники качения подразделяют:

- *по направлению воспринимаемой нагрузки:*
 - радиальные – воспринимают преимущественно радиальную нагрузку, некоторые типы подшипников способны частично воспринимать осевую нагрузку;
 - упорные – воспринимают осевую нагрузку;
 - радиально-упорные – воспринимают комбинированную нагрузку, причем преобладающей может быть как радиальная, так и осевая нагрузка;
 - упорно-радиальные – воспринимают, в основном, осевую нагрузку и частично радиальную;
- *по форме тел качения:*
 - шариковые;
 - роликовые;
- *по самоустанавливаемости:*
 - самоустанавливающиеся сферические;
 - несамоустанавливающиеся (все шариковые и роликовые подшипники, кроме сферических);

- по конструктивному исполнению:
 - одно-, двух- и многорядные;
 - с цилиндрическим или коническим отверстием;
- по габаритным размерам – на размерные серии – сочетание серии диаметров и ширин (высот – для упорных подшипников):
 - по радиальным габаритным размерам – серии диаметров 0, 8, 9, 1, 7, 2, 3, 4 и 5;
 - по ширине – серии ширин или высот 7, 8, 9, 0, 1, 2, 3, 4, 5 и 6.

Перечни серий указаны в порядке увеличения размера наружного диаметра или ширины (высоты) подшипника. Основные типы подшипников качения и их усредненные сравнительные характеристики приведены в табл. 1.21.

От габаритных размеров подшипника (его серии) зависят такие характеристики, как масса, быстроходность, грузоподъемность, долговечность. В табл. 1.22 приведены некоторые сравнительные характеристики шариковых и роликовых подшипников различных серий на примере радиальных шарикоподшипников (210, 310, 410) и роликовых радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами (2210, 2310, 2410). За единицу приняты значения параметров подшипника 210.

Формы тел качения

На рис. 1.39 приведены формы тел качения, используемые в современных подшипниках качения.

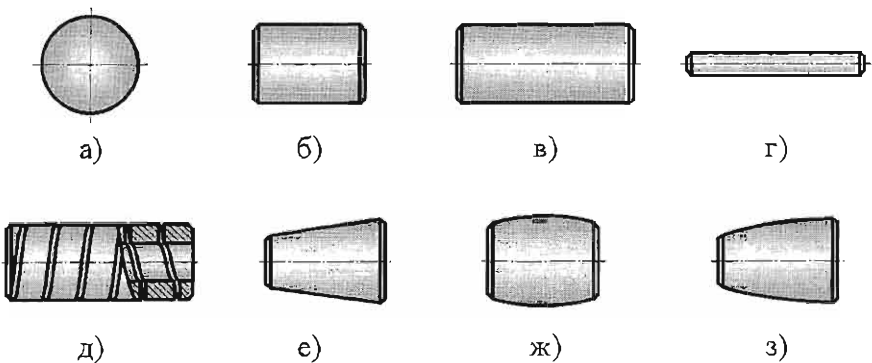


Рис. 1.39. Формы тел качения

Таблица 1.21

Характеристика основных типов подшипников качения

Типы подшипников	Радиальные однорядные	Радиальные двухрядные сферические	Радиально-упорные	Упорные
Конструкции				
Обозначение подшипника	0000 2000	1000 3000	36000 46000 66000 7000	8000 9000
Относительная грузоподъемность	1 1,5	0,8 2,5	1,2 1,7	— 1,2
Относительная быстроходность (по предельной частоте вращения)	1 0,7	0,9 0,7	0,9 0,7	0,3 0,3
Относительная стоимость	1 1,2	1,15 3,0	1,6 1,3	— 1,1

Направление воспринимаемых нагрузок	Радиальное и осевое в обе стороны $F_a \leq 0,7F_r'$	Радиальное в обе стороны $F_a \leq (0,2 \dots 0,25)F_r'$	Радиальное и осевое только в одну сторону $F_a \leq (0,7 \dots 2,0)F_r'$ в зависимости от угла контакта		Осевое в одну сторону
			4°	2°	
Допустимые углы взаимного перекоса колес подшипника	8...16'	2...6'			
Область применения	Жесткие двухопорные валы с расстоянием между опорами $L \leq 10d$	Валы со значительными прогибами или несоосностью посадочных мест	Жесткие двухопорные валы с расстоянием между опорами $L \leq 10d$		Жесткие валы с низкой и средней частотой вращения
Требования к регулировке зазора			Регулировка зазора относительным перемещением наружного и внутреннего колец подшипника		-

Примечания: 1. F_r' – неиспользованная допустимая радиальная нагрузка;

2. d – диаметр цапфы вала.

Таблица 1.22

Сравнительная характеристика шарико- и роликоподшипников

Характеристика	Тип подшипника	Серия по диаметру		
		2	3	4
Относительная масса	Шариковые	1,00	2,30	4,10
	Роликовые	1,04	2,50	4,35
Относительный размер по наружному диаметру	Шариковые	1,00	1,22	1,44
	Роликовые	1,00	1,22	1,44
Относительная быстроходность	Шариковые	1,00	0,88	0,78
	Роликовые	0,78	0,68	0,61
Относительная долговечность	Шариковые	1,00	5,45	15,25
	Роликовые	2,40	21,30	78,30

Шарик (рис. 1.39, а) имеет точечный контакт с кольцами, следствием чего являются малое сопротивление качению и сравнительно низкая нагрузочная способность. Шарикоподшипники предпочтительно применять в качестве опор быстроходных мало нагруженных валов.

Ролик имеет линейный контакт с кольцами, следствием чего являются высокая нагрузочная способность подшипника и большее по сравнению с шарикоподшипниками сопротивление качению. Роликоподшипники предпочтительны к применению в высоконагруженных узлах при средних и малых частотах вращения.

По форме различают ролики:

- цилиндрические (рис. 1.39, б–д);
- конические (рис. 1.39, е);
- бочкообразные (рис. 1.39, ж–з).

По отношению длины ролика l к его диаметру d различают ролики:

- короткие при $l/d \leq 2,5$ (см. рис. 1.39, б);
- длинные ($l/d = 2,5 \dots 3,0$) (см. рис. 1.39, в);
- иглы ($l/d = 3,0 \dots 10$) (см. рис. 1.39, г).

При динамических нагрузках применяют *цилиндрические витые ролики* (см. рис. 1.39, д).

Бочкообразные ролики симметричные (см. рис. 1.39, ж) и сфероко-
нические (см. рис. 1.39, з) применяют в самоустанавливающихся
подшипниках, работающих в условиях несоосности внутреннего и
наружного колец.

Построение условного обозначения подшипников по ГОСТ 3189-89

1. Полное и основное условное обозначение подшипников

Основное условное обозначение подшипника состоит в общем слу-
чае из 7 основных знаков, обозначающих следующие признаки:

- размерную серию (серию диаметров и серию ширин);
- тип и конструктивное исполнение;
- диаметр отверстия.

Дополнительные знаки условного обозначения располагают слева
и справа от основного условного обозначения. Дополнительные знаки
слева от основного условного обозначения отделены знаком « – », а
справа они начинаются с прописной буквы.

Обозначение подшипника, состоящее из основных и дополнитель-
ных знаков, является *полным* условным обозначением (рис. 1.40). Ча-
стным случаем *полного* условного обозначения является *основное* ус-
ловное обозначение.

Для подшипников с диаметром отверстия $d < 10$ мм порядок рас-
положения знаков основного условного обозначения подшипников
приведен на рис. 1.41.

Для подшипников с диаметром отверстия $10 \leq d < 500$ мм порядок
расположения знаков основного условного обозначения подшипников
приведен на рис. 1.42.

2. Условное обозначение диаметра отверстия подшипников

Для подшипников с диаметром отверстия $d < 10$ мм (см. рис. 1.41)
первый знак, считая справа, обозначает номинальный диаметр отвер-
стия подшипника в мм.

Для подшипников с диаметром отверстия $10 \leq d < 500$ мм (см. рис.
1.42) первые два знака, считая справа, *характеризуют* диаметр отвер-
стия подшипника:

- для подшипников с диаметром отверстия $10 \leq d < 20$ мм диа-
метр отверстия соответствует данным табл. 1.23;

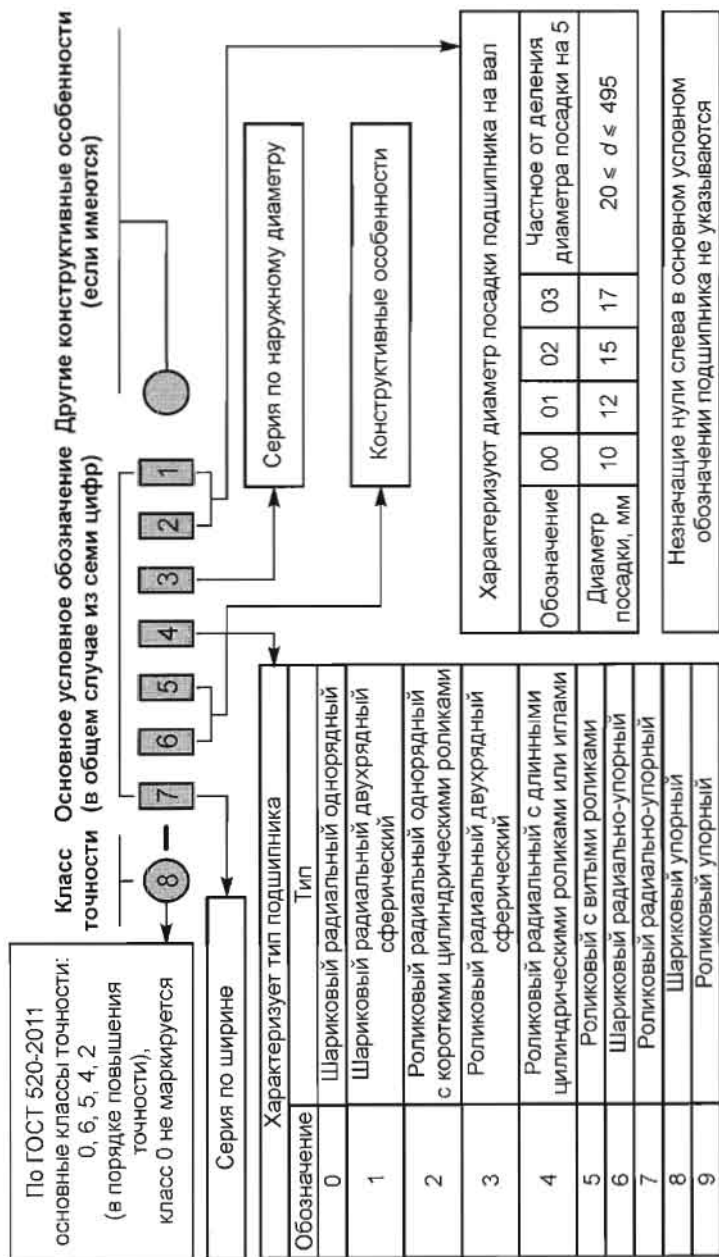


Рис. 1.40. Структура полного условного обозначения подшипников качения

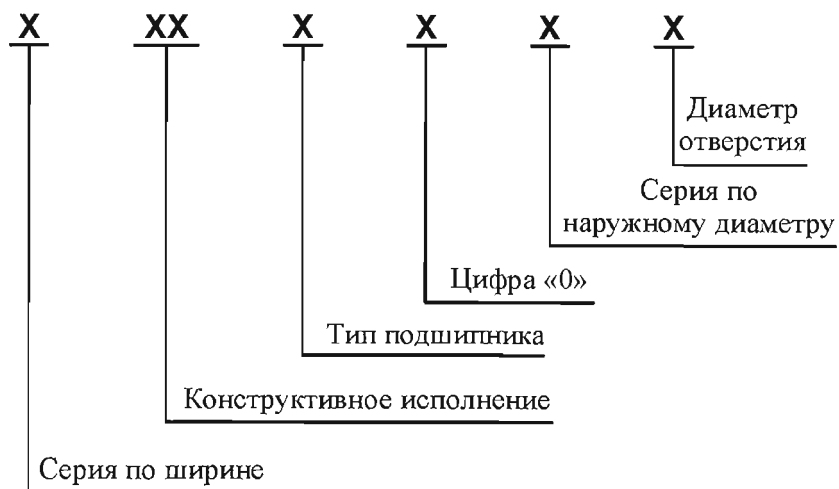


Рис. 1.41. Порядок расположения знаков основного условного обозначения подшипника с диаметром отверстия $d < 10$ мм

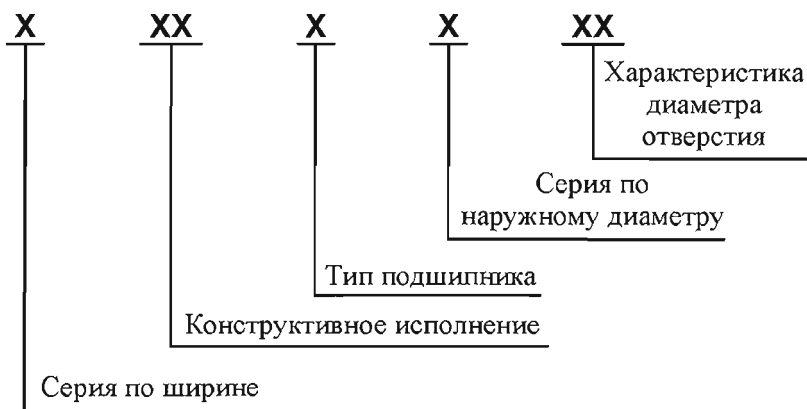


Рис. 1.42. Порядок расположения знаков основного условного обозначения подшипника с диаметром отверстия $10 \leq d < 500$ мм

– для подшипников с диаметром отверстия $20 \leq d < 500$ мм диаметр отверстия подшипника получают умножением на 5 первых двух знаков обозначения, считая справа.

Таблица 1.23

Условное обозначение диаметра отверстия подшипника
при $10 \leq d < 20$ мм

Диаметр отверстия подшипника, мм	Обозначение
10	00
12	01
15	02
17	03

Диаметры отверстия, равные 22, 28, 32, 500 мм и более, обозначают через дробь. В этом случае диаметр отверстия может быть обозначен числом знаков более 2 (для подшипников с диаметром отверстия 500 мм и более), например, подшипник 20071/1175 с внутренним диаметром $d = 1175$ мм.

3. Условное обозначение размерных серий подшипников

Второй знак в основном условном обозначении согласно рис. 1.41 и третий знак согласно рис. 1.42, считая справа, обозначающие серию по наружному диаметру, совместно с седьмым знаком, обозначающим серию по ширине (высоте), обозначают размерную серию подшипника. Серия по ширине (высоте), имеющая знак 0, в условном обозначении не указывается.

4. Условное обозначение типов подшипников

Четвертый знак в основном условном обозначении обозначает тип подшипника. Условное обозначение типов подшипников должно соответствовать указанному в табл. 1.24.

Таблица 1.24

Условное обозначение типов подшипников

Тип подшипника	Обозначение
Шариковый радиальный однорядный	0
Шариковый радиальный двухрядный сферический	1
Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2

Тип подшипника	Обозначение
Роликовый радиальный двухрядный сферический	3
Роликовый с длинными цилиндрическими роликами или иглами	4
Роликовый радиальный с витыми роликами	5
Шариковый радиально-упорный	6
Роликовый радиально-упорный (конический)	7
Шариковый упорный или упорно-радиальный	8
Роликовый упорный или упорно-радиальный	9

5. Условное обозначение конструктивного исполнения подшипника

Пятый и шестой знаки в основном условном обозначении, считая справа, обозначают конструктивное исполнение подшипников, которое для каждого типа подшипника обозначают цифрами от 00 до 99 (ГОСТ 3995-75).

К конструктивному исполнению можно отнести такие признаки, как наличие канавки на наружном кольце подшипника, одной или двух защитных шайб, упорного бурта или фланца на наружном кольце, закрепительной втулки, величину угла контакта и др.

Нули, стоящие левее последней значащей цифры в обозначении, отбрасывают, что позволяет сократить обозначения для часто употребляемых подшипников: число знаков в основном условном обозначении подшипника может быть от 2 до 7.

6. Знаки, обозначающие дополнительные требования

Знаки, обозначающие дополнительные требования, проставляют слева и справа от основного условного обозначения.

Слева от основного условного обозначения проставляют в порядке перечисления справа налево знаки, определяющие класс точности, группу радиального зазора, момент трения и категорию подшипника.

Последние три из перечисленных показателей вводятся, как правило, при наличии специальных требований к величинам момента трения, зазора в подшипнике, к уровню вибраций или других техни-

ческих требований, и в работе более подробно не рассматриваются.

Класс точности подшипника характеризует точность его изготовления. Установлены следующие классы точности подшипников, указанные в порядке повышения точности (ГОСТ 520-2011):

– 8, 7, 0, 6, 5, 4, Т, 2 – для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников и роликовых радиальных подшипников;

– 8, 7, 0, 6, 5, 4, 2 – для упорных и упорно-радиальных подшипников;

– 8, 7, 0, 6Х, 6, 5, 4, 2 – для роликовых конических подшипников.

Класс точности проставляют перед основным условным обозначением через « – ». Класс точности «0» не указывают.

Справа от основного условного обозначения проставляют знаки, определяющие материалы деталей, конструктивные изменения, смазку и др. технические требования (см. Приложение к ГОСТ 3189-89).

Натурные подшипники, инструмент, литература

1. Натурные подшипники разных типоразмеров.
2. Штангенциркуль.
3. Машиностроительный справочник или атлас по деталям машин, где приведены конструкции подшипников.

Последовательность проведения работы

1. Для натуральных подшипников по указанию преподавателя:
– выполнить эскизы с указанием основных размеров (d , D , B) и направлений воспринимаемых подшипниками нагрузок;

– указать назначение каждого подшипника и привести расшифровку его условного обозначения.

2. По данным табл. 1.25 для своего варианта записать условное обозначение подшипника.

3. По данным табл. 1.26 для своего варианта провести расшифровку условных обозначений двух шариковых и двух роликовых подшипников.

Таблица 1.25

**Варианты задания по составлению
условного обозначения подшипника**

Вариант	Краткая характеристика
1	Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами, серия диаметров 9, серия по ширине 1, конструктивное исполнение 03, диаметр отверстия $d = 100$ мм, класс точности 0.
2	Роликовый конический подшипник, серия диаметров 1, серия по ширине 2, конструктивное исполнение 00, диаметр отверстия $d = 65$ мм, класс точности 6.
3	Роликоподшипник радиальный сферический, серия диаметров 1, серия по ширине 3, конструктивное исполнение 11, диаметр отверстия $d = 110$ мм, класс точности 6.
4	Роликоподшипник игольчатый, серия диаметров 9, серия по ширине 4, конструктивное исполнение 02, диаметр отверстия $d = 25$ мм, класс точности 6.
5	Роликоподшипник радиальный с витыми цилиндрическими роликами, серия диаметров 2, серия по ширине 0, конструктивное исполнение 00, диаметр отверстия $d = 80$ мм, класс точности 0.
6	Шарикоподшипник радиальный сферический, серия диаметров 1, серия по ширине 0, конструктивное исполнение 11, диаметр отверстия $d = 50$ мм, класс точности 0.
7	Шарикоподшипник радиально-упорный, серия диаметров 2, серия по ширине 0, конструктивное исполнение 04, диаметр отверстия $d = 15$ мм, класс точности 0.
8	Шарикоподшипник радиально-упорный, серия диаметров 8, серия по ширине 1, конструктивное исполнение 04, диаметр отверстия $d = 60$ мм, класс точности 6.
9	Шарикоподшипник радиальный, серия диаметров 1, серия по ширине 0, конструктивное исполнение 00, диаметр отверстия $d = 45$ мм, класс точности 0.
10	Шарикоподшипник упорный одинарный, серия диаметров 1, серия по ширине 0, конструктивное исполнение 00, диаметр отверстия $d = 20$ мм, класс точности 0.

Продолжение табл. 1.25

Вариант	Краткая характеристика
11	Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами, серия диаметров 2, серия по ширине 0, конструктивное исполнение 03, диаметр отверстия $d = 15$ мм, класс точности 0.
12	Роликовый конический подшипник, серия диаметров 3, серия по ширине 1, конструктивное исполнение 02, диаметр отверстия $d = 200$ мм, класс точности 0.
13	Роликовый радиальный сферический подшипник, серия диаметров 1, серия по ширине 3, конструктивное исполнение 05, диаметр отверстия $d = 250$ мм, класс точности 0.
14	Роликовый игольчатый подшипник, серия диаметров 8, серия по ширине 4, конструктивное исполнение 24, диаметр отверстия $d = 120$ мм, класс точности 0.
15	Роликоподшипник радиальный с витыми цилиндрическими роликами, серия диаметров 3, серия по ширине 0, конструктивное исполнение 00, диаметр отверстия $d = 30$ мм, класс точности 6.
16	Шарикоподшипник упорный, серия диаметров 2, серия по ширине 0, конструктивное исполнение 03, диаметр отверстия $d = 80$ мм, класс точности 6.
17	Шарикоподшипник упорный, серия диаметров 1, серия по ширине 0, конструктивное исполнение 00, диаметр отверстия $d = 10$ мм, класс точности 0.
18	Шарикоподшипник радиально-упорный, серия диаметров 1, серия по ширине 0, конструктивное исполнение 03, диаметр отверстия $d = 20$ мм, класс точности 6.
19	Шарикоподшипник радиальный сферический с закрепительными втулками, серия диаметров 5, серия по ширине 0, конструктивное исполнение 01, диаметр отверстия $d = 70$ мм, класс точности 6.
20	Шарикоподшипник радиальный сферический, серия диаметров 6, серия по ширине 0, конструктивное исполнение 11, диаметр отверстия $d = 80$ мм, класс точности 0.

Окончание табл. 1.25

Вариант	Краткая характеристика
21	Шарикоподшипник радиальный с уплотнением серия диаметров 5, серия по ширине 0, конструктивное исполнение 18, диаметр отверстия $d = 10$ мм, класс точности 6.
22	Шарикоподшипник радиальный, серия диаметров 9, серия по ширине 1, конструктивное исполнение 00, диаметр отверстия $d = 3$ мм, класс точности 6.
23	Шарикоподшипник радиальный серия диаметров 2, серия по ширине 0, конструктивное исполнение 00, диаметр отверстия $d = 4$ мм, класс точности 6.
24	Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами, серия диаметров 3, серия по ширине 0, конструктивное исполнение 09, диаметр отверстия $d = 15$ мм, класс точности 6.
25	Шарикоподшипник радиальный сферический двухрядный, серия диаметров 2, серия по ширине 0, конструктивное исполнение 01, диаметр отверстия $d = 5$ мм, класс точности 6.
26	Шарикоподшипник радиальный сферический, серия диаметров 5, серия по ширине 0, конструктивное исполнение 01, диаметр отверстия $d = 10$ мм, класс точности 0.
27	Роликовый радиальный игольчатый подшипник, серия диаметров 1, серия по ширине 4, конструктивное исполнение 07, диаметр отверстия $d = 17$ мм, класс точности 6.
28	Роликовый конический подшипник, серия диаметров 3, серия по ширине 0, конструктивное исполнение 07, диаметр отверстия $d = 15$ мм, класс точности 0.
29	Шарикоподшипник радиальный однорядный с уплотнением, серия диаметров 2, серия по ширине 0, конструктивное исполнение 18, диаметр отверстия $d = 6$ мм, класс точности 0.
30	Шарикоподшипник упорный однорядный, серия диаметров 2, серия по ширине 0, конструктивное исполнение 00, диаметр отверстия $d = 12$ мм, класс точности 0.

Таблица 1.26

**Варианты задания по расшифровке
условных обозначений подшипников**

Вариант	Номера подшипников			
	шарикоподшипники		роликподшипники	
1	6–1000097	1200	2111	6–7202
2	111208	36100	6–13613	7506
3	1008904	46320	32104	5–7203
4	403	1005	6–7305	6–32210
5	1046900	5–1222	6–13620	4074900
6	60314	6–17	42212	3508
7	60302	8322	6–7610	4344900
8	46202	5–82	102316	3524
9	36101	80004	2117	6–7604
10	8202	5–24	3611	6–92313
11	6–80207	111312	4074912	7216
12	60201	6–66408	4344822	2108
13	6–180500	36217	12312	13514
14	8100	1000908	7507	6–3615
15	60209	6–111	32211	2120
16	6–7000101	1605	2007109	4074105
17	1036902	1000915	2322	6–13611
18	34	11305	6–27317	6–13518
19	1310	6–8201	4003176	4074904
20	1009	8456	6–113505	6–2007118
21	160023	6–218	7608	4344906
22	320	180024	27308	6–113612
23	60029	1302	1002956	5–3508
24	7000104	1009	1032934	5–113514
25	5–80023	38204	6–9140	7202
26	6–8164	60018	3113152	7604
27	180017	1609	6–4003176	2007110
28	24	1080099	2212	6–9208
29	6–1060098	38202	2516	4244812
30	26	38216	4074810	5–62305

Содержание отчета

1. Эскизы натуральных подшипников с указанием геометрических размеров, направлений воспринимаемых нагрузок, назначения и расшифровкой условного обозначения каждого подшипника (см. табл. 1.21, рис. 1.41, 1.42).
2. Запись условного обозначения подшипника по данным табл. 1.25.
3. Расшифровка условных обозначений подшипников по данным табл. 1.26.

Вопросы для самоконтроля

1. Каково назначение подшипников качения?
2. Из каких деталей состоит подшипник качения? Каково назначение отдельных деталей подшипника?
3. Какие по направлению нагрузки способны воспринимать различные типы подшипников?
4. Что обозначают 7 основных знаков в условном обозначении подшипника?
5. Что обозначают дополнительные знаки, проставляемые слева и справа от основного обозначения подшипника?
6. С какой целью подшипники качения подразделяют на размерные серии?
7. С какой целью, по Вашему мнению, введена система условных обозначений подшипников качения?
8. Проанализируйте данные табл. 1.22 и сделайте вывод о достоинствах роликовых подшипников перед шариковыми и наоборот.
9. Какие подшипники и почему требуют регулировки в процессе сборки и эксплуатации машин?
10. Какие подшипники, шариковые или роликовые, предпочтительней использовать при высоких частотах вращения вала?
11. Какие подшипники, шариковые или роликовые, имеют большую грузоподъемность? Чем это объясняется?
12. С какой целью применяют витые ролики?
13. Чем принципиально отличаются условия работы подшипника качения от подшипника скольжения?
14. С какой целью выполняют ролики в виде игл? Почему роликоподшипники имеют большую относительную стоимость, чем шарикоподшипники?

Работа 1.8. Регулировка радиально-упорных подшипников качения

Цель работы

1. Ознакомиться с конструктивными схемами установки подшипников качения в опорах валов.

2. Научиться регулировать узлы подшипников качения.

В результате выполнения лабораторной работы студент

- *должен знать:*
 - конструктивные схемы установки подшипников в опорах валов;
 - методику регулировки зазоров в подшипниках качения;
- *должен уметь:*
 - регулировать узлы подшипников качения;
 - измерять величину осевого зазора в подшипниках.

Краткие теоретические сведения

В статически определимых системах вал или ось устанавливают на двух опорах. По способности фиксировать осевое положение вала опоры разделяют на *фиксирующие* и *плавающие*. В фиксирующей опоре ограничено осевое перемещение вала в обоих направлениях, а в плавающей – осевое перемещение вала не ограничено. Фиксирующая опора воспринимает как радиальную, так и осевую нагрузки, а плавающая – только радиальную. В зависимости от сочетания фиксирующих и плавающих опор различают три конструктивные схемы установки подшипников качения: I, II, III (рис. 1.43).

В схеме I (рис. 1.43, а, б) одна из опор (правая) – *фиксирующая*, ограничивающая осевое перемещение вала в обоих направлениях, а вторая опора (левая) – *плавающая*, допускающая свободное осевое перемещение вала. Чаще всего для повышения угловой жесткости вала фиксирующую опору в схеме I конструируют с двумя радиально-упорными подшипниками, установленными друг относительно друга зеркально, так как каждый из них воспринимает осевую нагрузку только одного направления. В фиксирующей опоре подшипники жестко закреплены в осевом направлении, как на валу, так и в корпусе.

В плавающей опоре устанавливают радиальный подшипник, внутреннее кольцо которого закрепляют на валу. Наружное кольцо шарикового радиального однорядного подшипника в корпусе не закреплено, при колебаниях температуры шарикоподшипник перемещается в

осевом направлении в отверстии корпуса в соответствии с температурным удлинением вала. Для свободного перемещения плавающего подшипника вдоль оси вала необходимо между торцами наружного кольца подшипника и крышки предусмотреть зазор

$$b \geq 0,01l,$$

где l – расстояние между торцами колец подшипников.

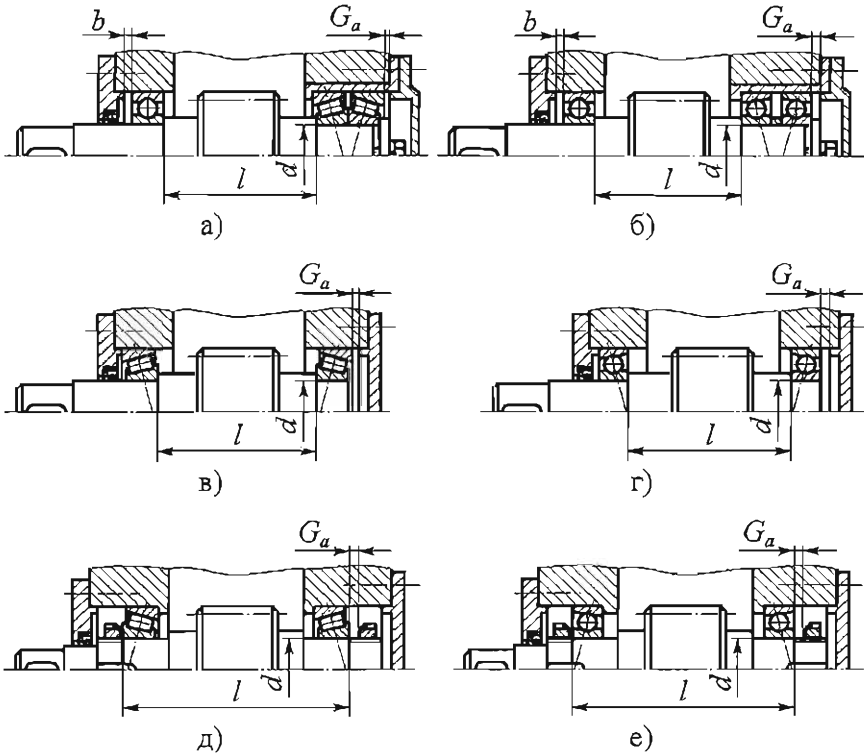


Рис. 1.43. Конструктивные схемы установки подшипников качения в опорах валов:
 а), б) схема I; в), г) схема II; д), е) схема III

Наружное кольцо роликового радиального подшипника закрепляют в корпусе неподвижно, а вал перемещается в опоре вдоль оси за счет перемещения роликов вдоль дорожки качения одного из колец.

Схему I применяют при любом расстоянии между опорами, так как даже значительные температурные деформации вала компенсируются осевым перемещением плавающей опоры. Недостаток этой схемы –

сложная конструкция креплений подшипников в опорах валов.

В конструктивных схемах II (рис. 1.43, в, г) и III (рис. 1.43, д, е) осевое фиксирование вала происходит в двух опорах, причем каждая из них ограничивает осевое перемещение вала и воспринимает осевую нагрузку только в одном направлении.

Особенностью установки подшипников по схеме II является то, что в сечениях вала между опорами от осевых сил действуют напряжения сжатия, поэтому такую схему осевого фиксирования вала часто называют «*враспор*».

При применении схемы II для исключения защемление тел качения от температурных деформаций между торцами наружных колец подшипников и крышек предусматривают осевой зазор G_a , несколько превышающий тепловое удлинение Δl вала, вычисляемое по формуле

$$\Delta l = \lambda(t_1 - t_0)l, \text{ мм},$$

где $\lambda = 1,13 \cdot 10^{-5}$ – коэффициент линейного расширения стали, $1/^\circ\text{C}$;

t_0, t_1 – соответственно начальная и рабочая температуры вала, $^\circ\text{C}$.

l – расстояние между опорами, мм.

Схема II конструктивно более проста и имеет ряд преимуществ:

- выполнение корпуса со сквозной расточкой отверстий под подшипники без уступов, заплечиков и стаканов, что обеспечивает большую точность посадочных мест и сокращает число деталей в узле;
- удобство сборки и регулировки подшипников.

Недостатком схемы II, ограничивающим её применение, является весьма жесткое требование к относительному расстоянию l/d , где d – диаметр посадки подшипника на вал. Например, для конических роликовых однорядных подшипников с $d = 10 \dots 120$ мм рекомендуется применять относительное расстояние $l/d \leq 10 \dots 14$, а для шариковых радиально-упорных – $l/d \leq 5 \dots 8$ (верхние значения отношения l/d относятся к подшипникам, у которых $d \leq 30$ мм).

В конструктивной схеме III (рис. 1.43, д, е) в сечениях вала между опорами от осевых сил действуют напряжения растяжения, поэтому такую схему осевого фиксирования вала называют «*врастяжку*». При установке опор вала по схеме III защемления подшипников вследствие температурных деформаций не происходит, так как при нагреве вала с увеличением его длины осевой зазор в подшипниках увеличивается. В связи с этим максимальное относительное расстояние l/d между подшипниками при установке вала по схеме III допускается

увеличивать на 20...30% по сравнению с установкой его по схеме II. Более длинные валы устанавливаются по схеме III не рекомендуется, так как вследствие температурных удлинений вала могут появиться чрезмерно большие осевые зазоры, не допустимые для нормальной работы подшипников.

Подшипники качения должны быть установлены и отрегулированы в узлах так, чтобы обеспечить легкое вращение вала, его необходимое радиальное и осевое фиксирование без вредных нагрузок от температурных деформаций, перетяжки при монтаже и т.д.

По конструктивному исполнению подшипники качения различают *нерегулируемые*, в которых начальный зазор между телами качения и кольцами обеспечивается при сборке на заводе, и *регулируемые*.

Нерегулируемые типы подшипников (шариковые и роликовые радиальные однорядные, шариковые и роликовые двухрядные сферические и т. д.) изготавливают со сравнительно небольшими начальными зазорами, величина которых регламентируется ГОСТ 24810-81.

В регулируемых подшипниках (шариковые и роликовые радиально-упорные однорядные) при сборке подшипникового узла проводят его регулировку, обеспечивая начальный зазор между телами качения и кольцами.

Зазор в подшипниках качения – это внутренний зазор между кольцами и телами качения, который обуславливает некоторую свободу перемещения колец относительно друг друга в радиальном или осевом направлениях. В подшипниках качения принято различать два вида зазоров: радиальный и осевой.

Радиальный зазор G_r – суммарный зазор между телами качения и дорожками качения наружного и внутреннего колец, измеряемый в радиальном направлении.

Осевой зазор G_a – наибольшая величина осевого перемещения колец подшипника относительно друг друга. В технической литературе зазор G_a определяющий точность осевого фиксирования вала в опорах, часто называют «осевой игрой» подшипников. При необходимости значение «осевой игры» подшипников указывают в технических требованиях сборочного чертежа редуктора записью типа:

«Осевая игра роликовых радиально-упорных подшипников валов: быстроходного – 0,03...0,05 мм; промежуточного – 0,04...0,07 мм; тихоходного – 0,05...0,10 мм».

В настоящей работе рассматриваются подшипники качения только регулируемых типов, в которых принято различать:

- зазоры исходные $G_{a \text{ иск}}$, измеряемые после сборки подшипникового узла при нормальной температуре, без нагрузки, *до регулировки*;
- зазоры контрольные $G_{a \text{ кон}}$, устанавливаемые в допусковых пределах *при регулировке* подшипникового узла при нормальной температуре и без нагрузки;
- зазоры рабочие $G_{a \text{ раб}}$, возникающие в процессе *эксплуатации* при рабочей нагрузке и температуре.

Способы регулировки подшипников качения

Под регулировкой подшипников понимают установление допусковых осевых зазоров, при которых в условиях эксплуатации при рабочих нагрузках и температурах в них не возникает натяг или чрезмерные осевые зазоры.

Для нормальной работы регулируемые подшипники должны иметь зазор в пределах допусковых значений. Ограничение величины минимальных допусковых осевых зазоров $G_{a \text{ min}}$ в подшипниках связано с возможностью защемления тел качения вследствие температурных деформаций, а максимальных $G_{a \text{ max}}$ – с отрицательным влиянием чрезмерных зазоров на точность вращения, распределение нагрузки между телами качения и долговечность опор.

Допускаемые пределы осевых зазоров для радиально-упорных однорядных подшипников рекомендуется выбирать по табл. 1.27–1.29 в зависимости от конструктивных схем I, II, III подшипникового узла, диаметра отверстия d подшипника, угла контакта α и относительного расстояния l/d между подшипниками. Таблицы составлены для стандартных радиально-упорных подшипников класса точности 0 в предположении, что разность температур внутренних и наружных колец подшипника не превышает 10°C , а разность температур вала и корпуса не превышает 20°C .

В зависимости от конструкции узла подшипники регулируют осевым перемещением наружных колец подшипников относительно внутренних комплектом прокладок, резьбовыми деталями и т.д.

Таблица 1.27

Допускаемые пределы осевых зазоров $G_{a \min}$ и $G_{a \max}$ радиально-упорных однорядных подшипников, установленных: по два в фиксирующей опоре схемы I при любом отношении l/d ; в опорах по схемам II и III при $l/d \leq 2$

Диаметр отверстия подшипника d , мм		Типы подшипников в фиксирующих опорах			
		Шариковые радиально-упорные ГОСТ 831-75 (угол контакта $\alpha = 12^\circ$)		Роликовые конические ГОСТ 27 365-87 (угол контакта $\alpha = 12...16^\circ$)	
св.	до	предельные значения осевых зазоров, мм			
		$G_{a \min}$	$G_{a \max}$	$G_{a \min}$	$G_{a \max}$
10	30	0,02	0,04	0,04	0,07
30	50	0,04	0,07	0,05	0,10
50	80	0,05	0,10	0,08	0,15
80	120	0,08	0,15	0,12	0,20

Таблица 1.28

Допускаемые пределы осевых зазоров $G_{a \min}$ и $G_{a \max}$ радиально-упорных однорядных подшипников, установленных в опорах по схеме II при отношении $l/d > 2$

Диаметр отверстия подшипника d , мм		Типы подшипников в фиксирующих опорах					
		Шариковые радиально-упорные ГОСТ 831-75 (угол контакта $\alpha = 12^\circ$)			Роликовые конические ГОСТ 27 365-87 (угол контакта $\alpha = 12...16^\circ$)		
св.	до	предельные значения осевых зазоров, мм		l/d	предельные значения осевых зазоров, мм		l/d
		$G_{a \min}$	$G_{a \max}$		$G_{a \min}$	$G_{a \max}$	
10	30	0,02	0,04	$2 < l/d \leq 8$	0,03	0,05	$2 < l/d \leq 14$
30	50	0,03	0,05	$2 < l/d \leq 6$	0,04	0,07	$2 < l/d \leq 12$
50	80	0,04	0,07	$2 < l/d \leq 4$	0,05	0,10	$2 < l/d \leq 11$
80	120	0,05	0,10	$2 < l/d \leq 3$	0,06	0,15	$2 < l/d \leq 10$

Таблица 1.29

**Допускаемые пределы осевых зазоров $G_{a \min}$ и $G_{a \max}$
радиально-упорных однорядных подшипников,
установленных в опорах по схеме III при отношении $l/d > 2$**

Диаметр отверстия подшипника d , мм		Типы подшипников в фиксирующих опорах					
		Шариковые радиально- упорные ГОСТ 831-75 (угол контакта $\alpha = 12^\circ$)			Роликовые конические ГОСТ 27 365-87 (угол контакта $\alpha = 12...16^\circ$)		
св.	до	предельные значения осе- вых зазоров, мм		l/d	предельные значения осевых зазоров, мм		l/d
		$G_{a \min}$	$G_{a \max}$		$G_{a \min}$	$G_{a \max}$	
10	30	0,02	0,04	$2 < l/d \leq 10$	0,03	0,05	$2 < l/d \leq 17$
30	50	0,03	0,05	$2 < l/d \leq 7,5$	0,04	0,07	$2 < l/d \leq 15$
50	80	0,04	0,07	$2 < l/d \leq 5$	0,05	0,10	$2 < l/d \leq 14$
80	120	0,05	0,10	$2 < l/d \leq 4$	0,06	0,15	$2 < l/d \leq 12$

Регулировка подшипников качения комплектом прокладок

На рис. 1.44 приведены конструкции подшипниковых узлов, выполненных по схемам I и II, в которых зазор регулируют осевым перемещением наружных колец подшипников с помощью комплектов мерных металлических прокладок 1, установленных под фланцы крышек 2.

Регулировка подшипников качения резьбовыми деталями

На рис. 1.45 приведены конструкции подшипниковых узлов с резьбовыми регулировочными деталями.

В подшипниковых узлах, выполненных по схемам I (см. рис. 1.45, а) и II (см. рис. 1.45, б), регулировочный винт 1 ввинчивается в крышку 2, прижимая шайбу 3 к наружному кольцу подшипника и перемещая последнее. Для устранения перекоса наружных колец подшипников опорная поверхность нажимных винтов выполнена по сфере, чем обеспечивается самоустанавливаемость нажимной шайбы 3. Для предотвращения отвинчивания винта он стопорится гайкой 4.

В подшипниковом узле, выполненном по схеме III (см. рис. 1.45, в), регулировочная гайка 1 навинчивается на вал 2, перемещая внут-

реннее кольцо подшипника. Гайка стопорится стопорным элементом 3 – винтом или стопорной шайбой. В этой конструкции посадка внутреннего перемещаемого кольца подшипника должна быть ослабленной (допуск на размер обычно выполняют по j_6).

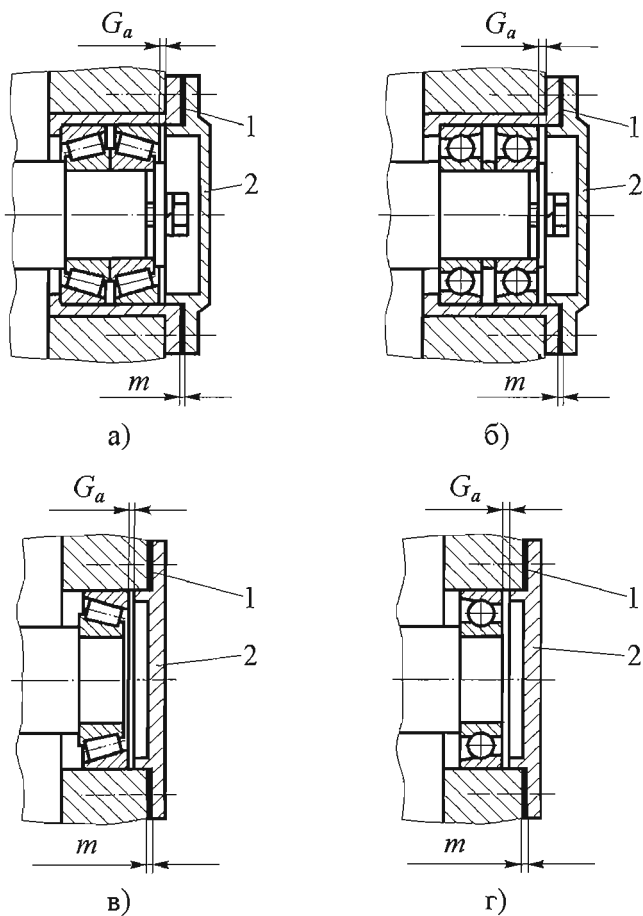


Рис. 1.44. Конструкции подшипниковых узлов, регулируемых комплектом прокладок:
а), б) схема I; в), г) схема II

Для повышения точности регулировки зазоров применяют резьбы с *мелким шагом*.

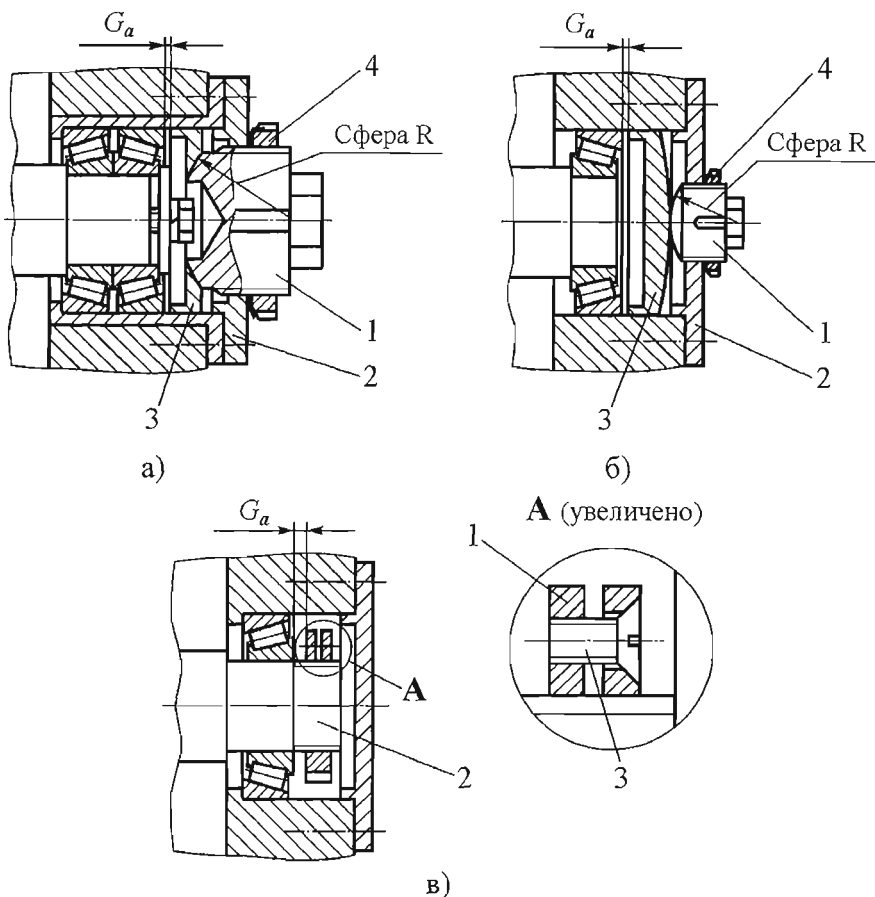


Рис. 1.45. Конструкции подшипниковых узлов, регулируемых резьбовыми деталями:
 а) схема I; б) схема II; в) схема III

Конструкции лабораторных установок

На рис. 1.46–1.48 приведены конструкции лабораторных установок для регулировки радиально-упорных подшипников качения.

Каждая из установок содержит сварную раму 14 с закрепленным на ней корпусом подшипников 5. В корпусе на опорах качения установлен вал 4.

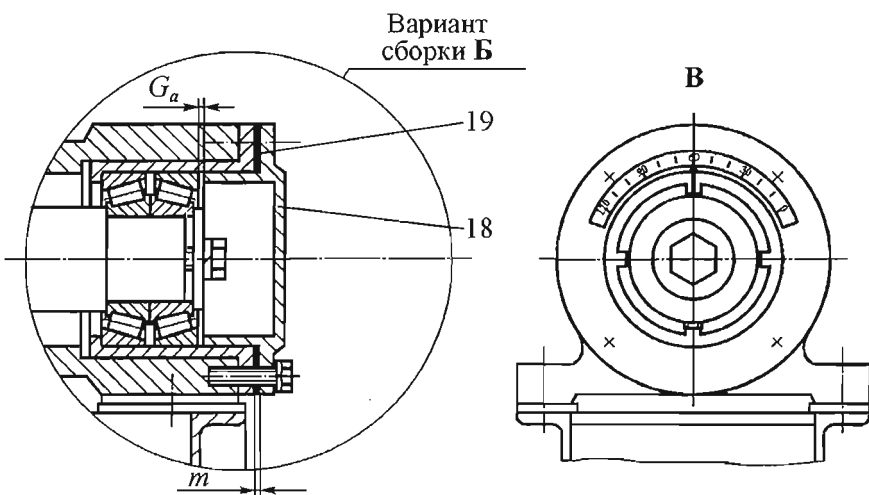
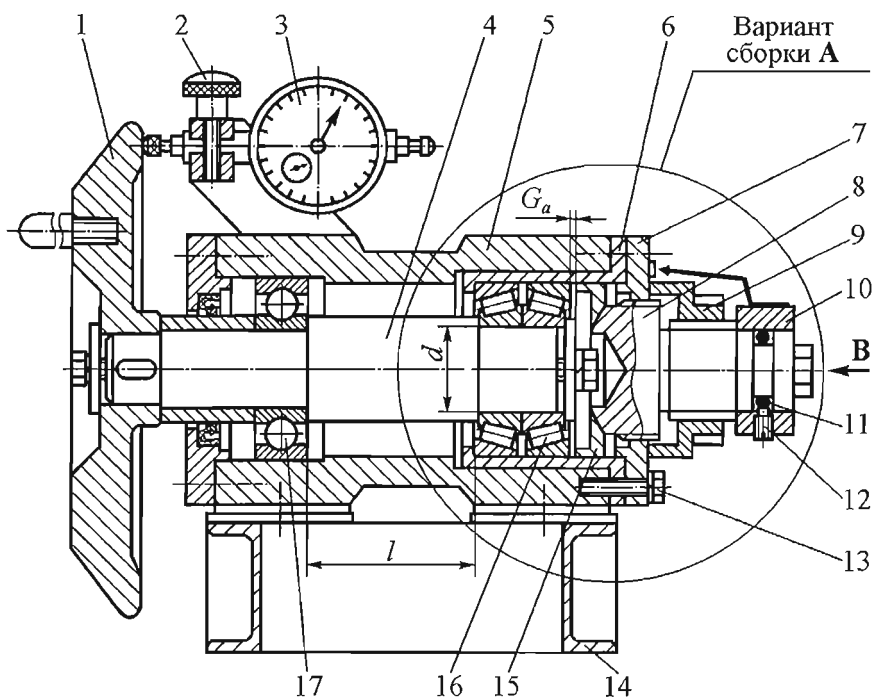


Рис. 1.46. Конструкция лабораторной установки при установке подшипников по схеме I

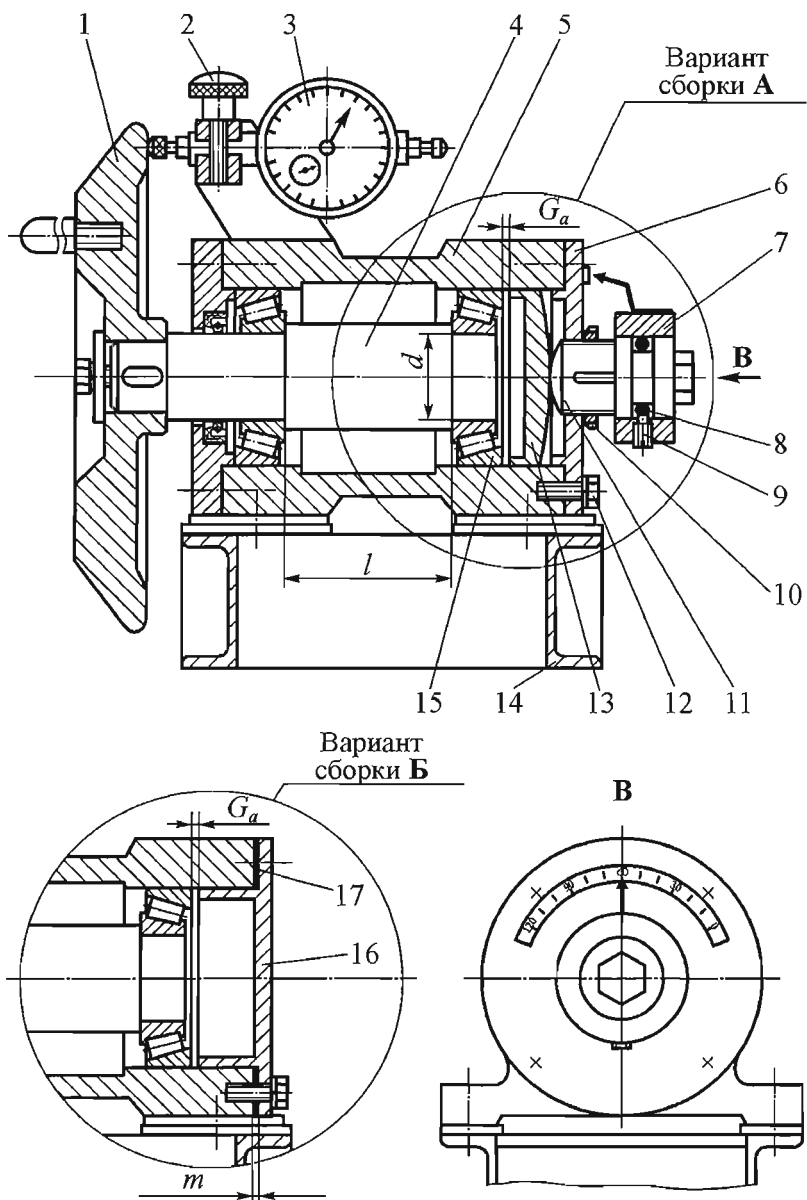


Рис. 1.47. Конструкция лабораторной установки при установке подшипников по схеме II

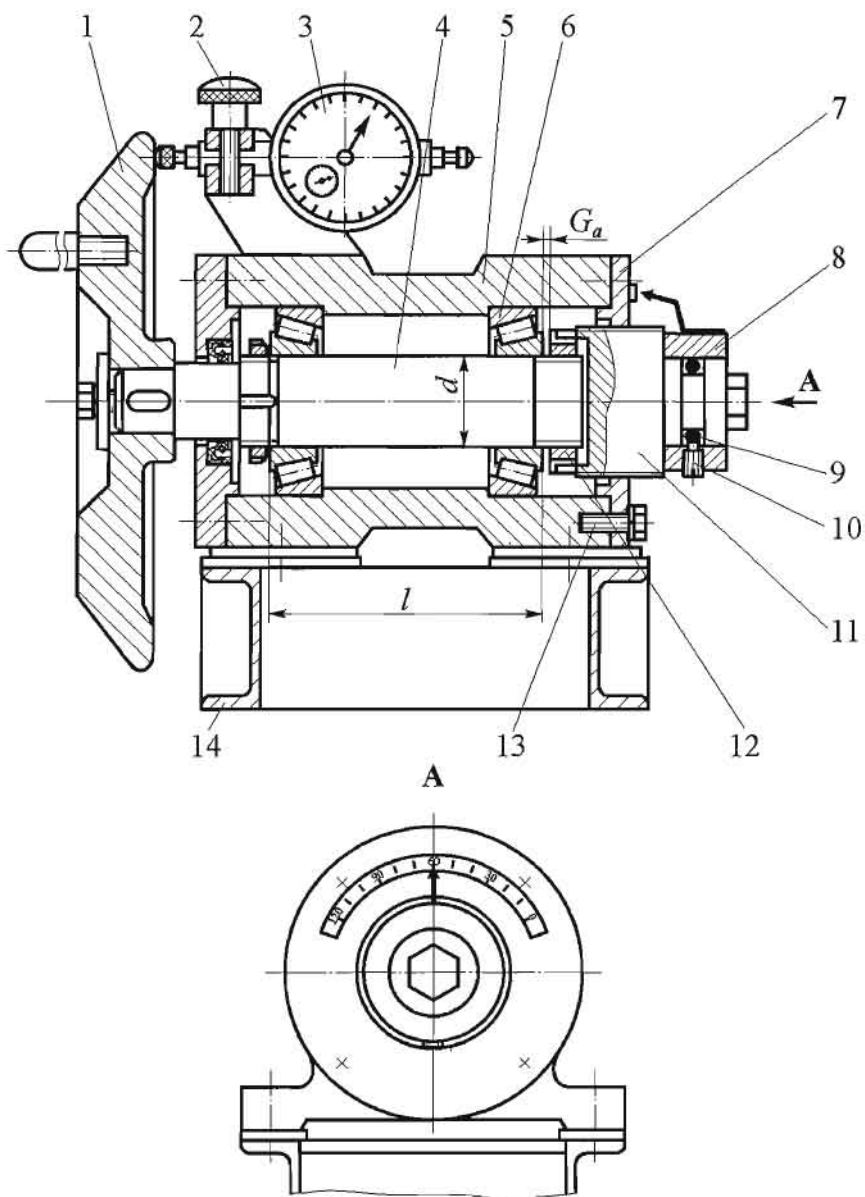


Рис. 1.48. Конструкция лабораторной установки при установке подшипников по схеме III

В установке по рис. 1.46 опоры выполнены по схеме I, в установке по рис. 1.47 – по схеме II и в установке по рис. 1.48 – по схеме III. В фиксирующих опорах вала 4 установлены радиально-упорные роликовые или шариковые подшипники (на рисунках показаны конструкции валов с роликоподшипниками). Маховик 1 служит для вращения вала 4 при регулировке и его осевого перемещения из одного крайнего положения в другое при замерах осевых зазоров в подшипниках с помощью индикатора 3 часового типа, закрепляемого винтом 2.

Установка по схеме I

Вал фиксируется в осевом направлении в правой опоре двумя радиально-упорными шариковыми или роликовыми подшипниками 16. Подшипники установлены в стакане 6 зеркально по отношению друг к другу и закреплены на валу 4 концевой шайбой с винтом. Наружные кольца этих подшипников фиксируются относительно корпуса 5 слева посредством заплечика стакана 6, а справа – с помощью самоустанавливающейся нажимной шайбы 15 и винта 8 со сферической опорной поверхностью *в варианте сборки А* или крышкой 18 с комплектом регулировочных прокладок *в варианте сборки Б*. Винт 8 ввинчен в крышку 7 и стопорится гайкой 9. Стакан 6 фиксируется крышкой 7 или 18, которая крепится к корпусу 5 посредством винтов 13.

Зазоры в подшипниках регулируют винтом 8 *в варианте сборки А* или подбором комплекта прокладок 19 *в варианте сборки Б*.

Угол поворота регулировочного винта 8 определяют с помощью стрелки, закрепленной на лыске втулки 10 по шкале, закрепленной на крышке 7. Втулка 10 вращается совместно с винтом 8 за счет сил трения, создаваемых резиновым кольцом 11, поджимаемым винтом 12.

Плавающая опора – радиальный шарикоподшипник 17, наружное кольцо которого имеет возможность свободного осевого перемещения.

Установка по схеме II

Вал фиксируется в осевом направлении в двух опорах с установкой подшипников по схеме «враспор».

Внутренние кольца двух подшипников 15 установлены зеркально по отношению друг к другу и упираются в заплечики вала. Наружное кольцо левого подшипника фиксируется крышкой подшипника.

Наружное кольцо правого подшипника фиксируется относительно корпуса 5 с помощью самоустанавливающейся нажимной шайбы 13 и

винта 11 со сферической опорной поверхностью *в варианте сборки А* или крышкой 16 с комплектом регулировочных прокладок 17 *в варианте сборки Б*. Винт 11 ввинчен в крышку 6 и стопорится гайкой 10. Крышка 6 или 16 крепится к корпусу 5 посредством винтов 12.

Зазоры в подшипниках регулируют винтом 11 – *в варианте сборки А* или подбором комплекта прокладок 17 *в варианте сборки Б*.

Угол поворота регулировочного винта 11 определяют с помощью стрелки, закрепленной на лыске втулки 7 по шкале, закрепленной на крышке 6. Втулка 7 вращается совместно с винтом 11 за счет сил трения, создаваемых резиновым кольцом 8, поджимаемым винтом 9.

Установка по схеме III

Вал фиксируется в осевом направлении в двух опорах с установкой подшипников по схеме «*растяжку*».

Внешние кольца двух подшипников 6 установлены зеркально по отношению друг к другу и опираются в заплечики корпуса 5.

Зазоры регулируют осевым перемещением по валу 4 внутреннего кольца правого подшипника 6 посредством шлицевой гайки 12, навинчиваемой на резьбовой конец вала. В крышку 7 ввинчен винт 11 с выступами на левом торце, которыми он входит в пазы регулировочной гайки 12, что позволяет регулировать подшипники, не снимая крышку 7, вращением винта 11.

Угол поворота регулировочного винта 11 определяют с помощью стрелки, закрепленной на лыске втулки 8 по шкале, закрепленной на крышке 7. Втулка 8 вращается совместно с винтом 11 за счет сил трения, создаваемых резиновым кольцом 9, поджимаемым винтом 10.

В табл. 1.30 приведены параметры резьбы резьбовых деталей регулировочных устройств лабораторных установок. Шаг резьбы используют для определения требуемого угла поворота регулировочных устройств при регулировке подшипников: поворот резьбовой детали на один оборот обеспечивает ее осевое перемещение на величину шага однозаходной резьбы.

Таблица 1.30

Геометрические параметры резьбы регулировочных устройств

Схема установки подшипников	Регулировочные детали	Резьба	Шаг P , мм
I – с фиксацией вала в одной опоре	Винт	M56x2,0	2,0
II – «враспор»	Винт	M30x1,5	1,5
III – «враспяжку»	Гайка	M30x1,5	1,5

Отсчет угла поворота резьбовых регулировочных деталей и контроль осевого зазора в подшипниках

При регулировке осевого зазора в подшипниках ножка индикатора 3 должна постоянно упираться в торец маховика 1, установленного на валу 4.

Для исключения влияния торцевого биения маховика на величину измеряемого осевого зазора в подшипниках необходимо при каждом замере поворотом маховика располагать риску на его наружной поверхности напротив ножки индикатора.

Техническая характеристика лабораторных установок приведена в табл. 1.31.

Необходимое оборудование и инструмент

1. Набор гаечных ключей, включая торцовый ключ «17/22» для завинчивания резьбовых регулировочных деталей, отвертка.
2. Мерительный инструмент: индикатор часового типа с ценой деления 0,01 мм, комплект щупов толщиной 0,01...0,5 мм.
3. Комплект регулировочных прокладок.

Внимание!

- При замере зазора между крышкой и корпусом в комплекте используемых щупов крайними следует вставлять пластины большей толщины, между ними располагать менее тонкие пластины во избежание их порчи.

Таблица 1.31

Техническая характеристика лабораторных установок

Схема установки подшипников в опорах	Тип подшипников в фиксирующих опорах	Расстояние между опорами		Способ регулировки
		l , мм	l/d	
Схема I с фиксацией вала в одной опоре	Роликовые конические № 7207: $d = 35$ мм; $\alpha = 12 \dots 16^\circ$	118	3,37	Резьбовыми деталями
	Шариковые радиально-упорные № 6207: $d = 35$ мм; $\alpha = 12^\circ$	118	3,37	То же
	Роликовые конические № 7207: $d = 35$ мм; $\alpha = 12 \dots 16^\circ$	118	3,37	Комплектом прокладок
	Шариковые радиально-упорные № 6207: $d = 35$ мм; $\alpha = 12^\circ$	118	3,37	То же
Схема II «враспор»	Роликовые конические № 7207: $d = 35$ мм; $\alpha = 12 \dots 16^\circ$	80	2,28	Резьбовыми деталями
	Шариковые радиально-упорные № 6207: $d = 35$ мм; $\alpha = 12^\circ$	80	2,28	То же
	Роликовые конические № 7207: $d = 35$ мм; $\alpha = 12 \dots 16^\circ$	80	2,28	Комплектом прокладок
	Шариковые радиально-упорные № 6207: $d = 35$ мм; $\alpha = 12^\circ$	80	2,28	То же
Схема III «враспяжку»	Роликовые конические № 7207: $d = 35$ мм; $\alpha = 12 \dots 16^\circ$	155	4,42	Резьбовыми деталями
	Шариковые радиально-упорные № 6207: $d = 35$ мм; $\alpha = 12^\circ$	155	4,42	То же

Рекомендуемая последовательность выполнения работы

1. Изучить виды зазоров в подшипниках качения и способы их регулировки, ознакомиться с конструкцией лабораторных установок.

2. Закрепить винтом 2 индикатор 3 на корпусе 5 установки (см. рис. 1.46–1.48), обеспечив упор ножки индикатора в торец маховика 1 при запасе хода в пределах 1...2 оборота стрелки; поворотом маховика 1 установить риску на его наружной поверхности напротив ножки индикатора 3.

3. Провести последовательно регулировку подшипников качения для схем I, II и III, используя установки на шариковых или роликовых подшипниках и один из вариантов сборки А или Б согласно рис. 1.46–1.48 (по указанию преподавателя):

3.1. Регулировка резьбовыми деталями:

– собрать установки по схеме I (см. рис. 1.46) и по схеме II (см. рис. 1.47) с вариантом сборки А;

– затянуть болты крепления крышек подшипников, ослабив предварительно регулировочные винты для исключения защемления тел качения;

– осевым перемещением маховика 1 из одного крайнего положения в другое определить исходную осевую игру $G_{a\text{исх}}$ и вращением регулировочного винта добиться, чтобы осевая игра G_a подшипников находилась в пределах между $G_{a\text{min}}$ и $G_{a\text{max}}$ (см. табл. 1.27 и 1.28), учитывая, что при повороте на один оборот винт переместится в осевом направлении на величину шага резьбы, указанного в табл. 1.30;

– собрать установку по схеме III (см. рис. 1.48), затянув крышку 7 болтами 13;

– осевым перемещением маховика 1 из одного крайнего положения в другое определить исходную осевую игру $G_{a\text{исх}}$ и вращением хвостовика винта 11 добиться, чтобы осевая игра G_a подшипников находилась в пределах между $G_{a\text{min}}$ и $G_{a\text{max}}$ (см. табл. 1.29), учитывая, что при повороте на один оборот регулировочная гайка 12 переместится в осевом направлении на величину шага резьбы, указанного в табл. 1.30. Для получения достоверных данных замеры провести не менее трех раз.

3.2. Регулировка комплектом прокладок:

– собрать установки по схеме I (см. рис.1.46) и по схеме II (см. рис.1.47) с *вариантом сборки Б*, установив правую крышку без комплекта регулировочных прокладок;

– затянуть болты крепления крышки, доведя торцовую поверхность крышки до соприкосновения с наружным кольцом подшипника, но не перетягивая подшипниковый узел во избежание повреждения подшипников;

– комплектом щупов измерить зазор S между крышкой подшипника и торцом стакана или корпуса и по табл. 1.27 и 1.28 определить $G_{a \min}$ и $G_{a \max}$;

– подобрать комплект прокладок с суммарной толщиной

$$m = S + \frac{G_{a \min} + G_{a \max}}{2} + 0,01, \text{ мм,}$$

где величина 0,01 мм вводится с учетом обжатия прокладок при затяжке болтов крепления крышки;

– установить набранный комплект прокладок под крышку и затянуть болты крепления крышки;

– проверить осевую *игру* G_a подшипников, которая должна находиться в пределах между $G_{a \min}$ и $G_{a \max}$. При необходимости подкорректировать толщину прокладок: при недостаточном зазоре следует увеличить толщину прокладок, при повышенном зазоре – уменьшить толщину прокладок. Для получения достоверных данных замеры провести не менее трех раз.

Анализ результатов и содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Конструктивные схемы установки подшипников качения в опорах валов: эскизы схем и их описание (см. рис. 1.43).
3. Способы регулировки радиально-упорных подшипников качения: регулировка комплектом прокладок и резьбовыми деталями (см. рис. 1.44, 1.45).
4. Техническая характеристика лабораторных установок (выборка из табл. 1.31 для исследуемых типов подшипников и применяемых способов регулировки).
5. Результаты регулировки подшипниковых узлов (табл. 1.32).

Таблица 1.32

Регулировка радиально-упорных подшипников № ...

Схема установки подшипников в опорах	Допускаемая осевая игра подшипников, мм		Результаты регулировки подшипников					
			регулировка комплектом прокладок			регулировка резьбовыми деталями		
	$G_{a \min}$	$G_{a \max}$	S , мм	t , мм	номер замера	G_a	номер замера	G_a
Схема I с фиксацией вала в одной опоре					1		1	
					2		2	
					3		3	
					среднее		среднее	
Схема II «враспор»					1		1	
					2		2	
					3		3	
					среднее		среднее	
Схема III «врастяжку»					1		1	
					2		2	
					3		3	
					среднее		среднее	

6. Выводы по результатам работы: последствия при назначении

$$G_{a \text{ кон}} < G_{a \min} \text{ или } G_{a \text{ кон}} > G_{a \max}$$

для каждой из схем установки подшипников.

Вопросы для самоконтроля

1. Какие типы подшипников регулируют при сборке?
2. Какие виды зазоров различают в регулируемых подшипниках качения?
3. Какие причины вызывают заклинивание подшипников в узле при эксплуатации?
4. С какой целью выполняют регулировку зазоров в подшипниках качения?

5. Какие существуют способы регулировки зазоров в подшипниках качения? Укажите их достоинства и недостатки.
6. Какие существуют конструктивные схемы установки подшипников качения в опорах валов?
7. Что следует понимать под терминами: «фиксирующая опора», «плавающая опора»?
8. От чего зависят допускаемые пределы осевых зазоров в радиально-упорных подшипниках?
9. Как выполнить регулировку зазоров в подшипниках качения комплектом прокладок?
10. Как выполнить регулировку зазоров в подшипниках качения резьбовыми деталями?
11. Как измеряют зазор между торцом корпуса и фланцем крышки подшипников при регулировке комплектом прокладок?
12. Как измеряют *осевую игру* в подшипниках при регулировке комплектом прокладок и резьбовыми деталями?

Работа 1.9. Изучение конструкции и определение характеристик витых пружин сжатия и растяжения

Цель работы

1. Изучить особенности конструкции витых пружин, работающих на сжатие и растяжение.
2. Провести исследование жесткости пружин различного конструктивного исполнения.
3. Определить влияние диаметра проволоки и среднего диаметра пружин на жесткость пружин и их витков.

В результате выполнения лабораторной работы студент

- *должен знать:*

- назначение, области применения и конструктивные особенности пружин, работающих на сжатие и растяжение;
- методику определения основных геометрических размеров пружин для заданных режимов работы;

- *должен уметь:*

- проводить экспериментальную оценку основных геометрических и жесткостных параметров пружин;
- выбирать в процессе проектирования конструкцию пружины и определять её размеры и жесткость для заданных режимов нагружения;
- разрабатывать типовые расчетные схемы для пружин сжатия и растяжения с построением графика зависимости деформации от величины внешней нагрузки.

Краткие теоретические сведения

Пружины, как упругие элементы, находят применение в конструкциях машин для:

- создания определенного усилия;
- силового замыкания кинематических пар;
- аккумулирования энергии и выполнения функции двигателя;
- виброизоляции;
- восприятия энергии удара;
- измерения сил.

По назначению витые пружины подразделяют на пружины сжатия, растяжения и кручения.

Пружины изготавливают из качественных углеродистых и легированных сталей с содержанием углерода в пределах 0,5...1,1%. Из углеродистых сталей изготавливают пружины с диаметром проволоки до 10 мм; из легированных сталей – с диаметром проволоки в пределах 20...30 мм и работающие при высоких напряжениях или повышенных температурах.

Для изготовления пружин применяют также цветные металлы на медной основе и др. материалы.

Навивку пружин проводят либо в холодном состоянии (диаметр проволоки до 8 мм), либо в горячем состоянии.

Для правильной работы пружин сжатия большое значение имеет конструкция конечных (опорных) витков. Их часто условно называют *нерабочими витками*, хотя, как было сказано, в создании нормальных условий работы пружины им отводится одно из основных мест.

Для обеспечения центрального приложения нагрузки форма опорных витков должна отвечать следующим условиям:

- поверхности контакта витков и опорных поверхностей деталей должны иметь минимальную неплоскостность и быть перпендикулярными к оси пружины;
- площадка контакта должна иметь максимальную поверхность и по возможности приближаться к кольцевому сечению;
- конструкция опорных витков должна обеспечивать правильное центрирование пружины в опорных деталях.

Установленным на рабочее место пружинам сжатия необходимо обеспечивать надежное осевое центрирование, которое обычно производят по внутренней поверхности витков.

При большой длине пружин возникает опасность потери их продольной устойчивости, т.е. может возникнуть боковое выдавливание витков в одну сторону или в разные стороны волнообразной формы. Для устранения этого явления необходимо предусматривать специальные конструктивные мероприятия, предотвращающие потерю устойчивости пружин (направляющие устройства и т.п.).

По конструктивным признакам *пружины подразделяют* на следующие группы: витые, тарельчатые, кольцевые, пластинчатые.

Наибольшее распространение получили витые пружины, навиваемые из проволоки круглого сечения. Иногда для навивки пружин используют профили квадратного или прямоугольного сечения.

Пружины растяжения навивают вплотную или с натягом между витками (пружины с межвитковым давлением или заневоленные).

Концы пружины растяжения имеют зацепы разнообразной конструкции, которые позволяют закрепить пружину шарнирно в любых требуемых условиях и практически не реагировать на пространственное изменение направления внешних сил.

Однако крепление зацепами обладает и недостатками:

- увеличиваются габаритные размеры пружины;
- трудно обеспечить центральное положение нагрузки;
- высокие напряжения изгиба в зацепах;
- снижение упругих характеристик пружины, деформация зацепов и т.п.

В конструкцию машины на рабочее место пружины растяжения и сжатия устанавливают, как правило, с предварительной загрузкой.

Основными геометрическими параметрами пружины (рис. 1.49) являются:

d – диаметр проволоки, мм;

D_0 – средний диаметр пружины, мм;

D – наружный диаметр пружины, мм, $D = D_0 + d$;

H_0 – высота пружины в свободном состоянии, мм;

t – шаг пружины, мм;

c – индекс пружины, $c = \frac{D_0}{d}$;

α – угол подъема витков, $\alpha = \arctg\left(\frac{t}{\pi D_0}\right)$;

z – число рабочих витков;

z_0 – полное число витков, $z_0 = z + (1,5...2,0)$;

H_1 – установочная длина пружины, т.е. длина пружины при предварительной (начальной) загрузке силой F_1 , мм,

H_2 – длина пружины при действии наибольшей внешней нагрузки F_2 , мм;

H_3 – длина пружины, сжатой до соприкосновения рабочих витков силой F_3 , мм.

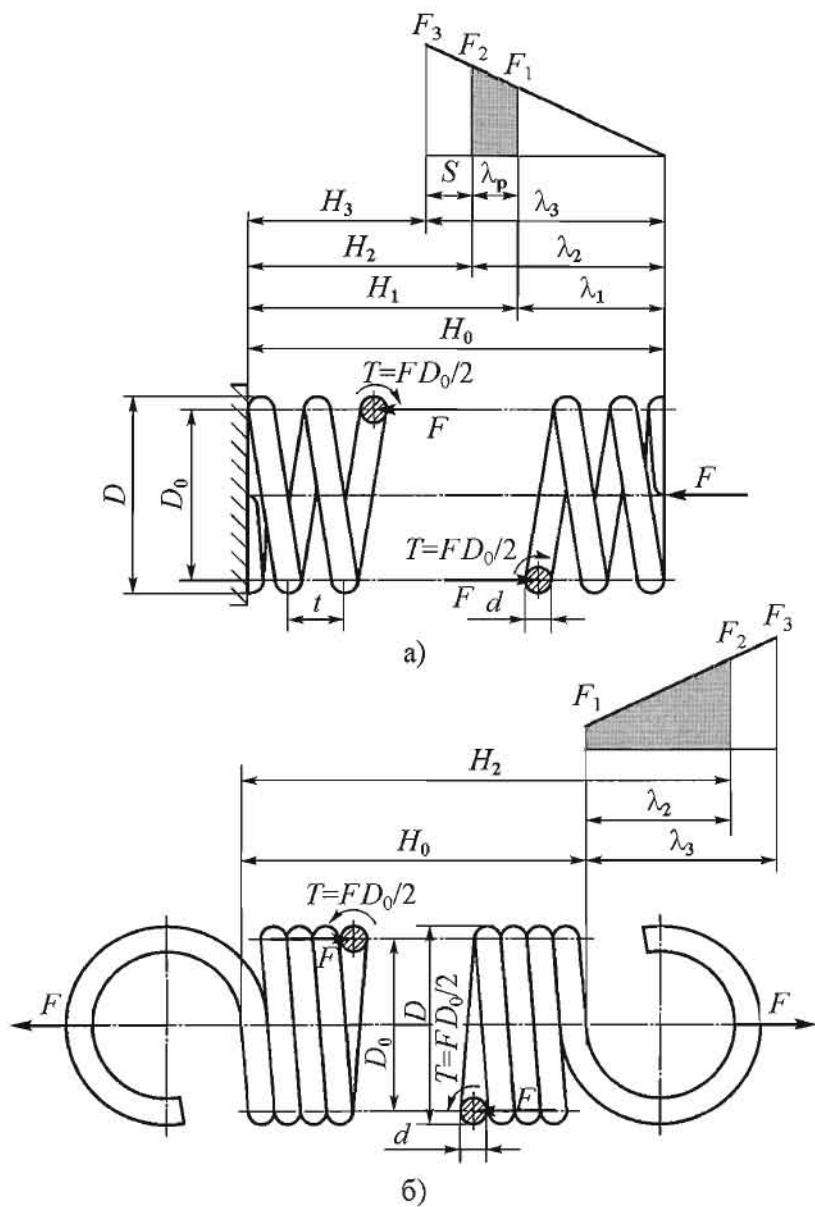


Рис. 1.49. Расчетные схемы витых цилиндрических пружин:
 а) пружина сжатия, б) пружина растяжения

В процессе проектирования пружин сжатия и растяжения принимают: $F_1 = (0,8...0,9)F_2$ и $F_3 = (1,05...1,2)F_2$.

Жесткость пружины $c^* = \frac{F_2 - F_1}{\lambda_p}$, где λ_p – рабочий ход пружины, мм.

Жёсткость одного витка пружины $c_1^* = c^* z = \frac{(F_2 - F_1)z}{\lambda_p}$ или

$c_1^* = \frac{Fz}{\lambda}$, где λ – осевая деформация пружины под действием силы F .

Жесткость витка пружины можно определить и расчетным методом по формуле

$$c_1^* = \frac{Gd}{8c^3},$$

где G – модуль упругости второго рода (модуль сдвига) материала пружины; для стали $G = 8 \cdot 10^4$ МПа.

В основу типового расчета пружин сжатия и растяжения положено допущение, что внешняя нагрузка F направлена по оси пружины и создает в витке скручивающий момент $T = \frac{FD_0}{2}$.

Возникающие в витках касательные напряжения

$$\tau_k = \frac{kT}{W_p} \leq [\tau_k],$$

где $W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3$ – полярный момент сопротивления сечения витка;

k – коэффициент, учитывающий кривизну витков (поправка к формуле для кручения прямого бруса).

При индексе пружины $c = 6...12$ значение коэффициента $k = 1,11...1,24$.

Диаметр проволоки из расчета на кручение определяется по формуле

$$d \geq \sqrt{\frac{8kF_2c}{\pi[\tau_k]}},$$

где F_2 – наибольшая внешняя нагрузка, Н;

$[\tau_k]$ – допускаемые напряжения кручения, МПа.

Устройство и работа лабораторной установки

Установка для испытания пружин конструкции НПП «Учебная техника-Профи» (рис. 1.50) состоит из основания 1, к которому прикреплены нижняя ступенчатая опора 2 и трубчатая колонка 3. На колонке установлена подвижная труба 4, фиксируемая от проворота относительно колонки винтом 5, ввинченным в трубу и входящим в продольный паз на колонке.

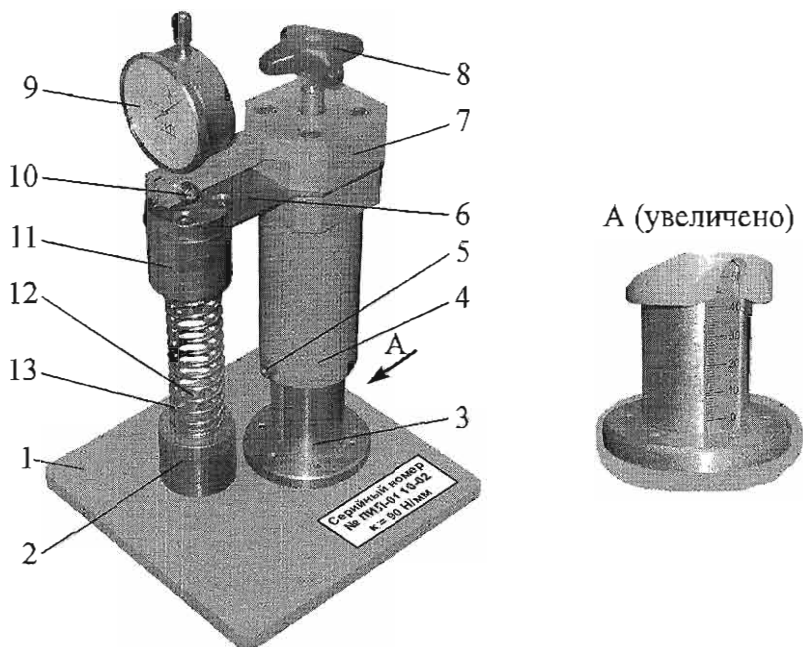


Рис. 1.50. Установка для испытания пружин

На трубе закреплены плоская измерительная пружина 6 и кронштейн 7. В кронштейне 7 расположен ходовой винт с маховиком 8. При вращении маховика 8 винт перемещается совместно с кронштейном 7 и трубой 4 вдоль оси колонки 3, в которой закреплена ходовая гайка.

На кронштейне 7 установлен индикатор часового типа 9, фиксируемый винтом 10. Ножка индикатора 9 упирается в измерительную пружину 6.

На плоской измерительной пружине 6 закреплена верхняя ступенчатая опора 11.

Испытываемая пружина 13 устанавливается между нижней 2 и верхней 11 ступенчатыми опорами. При испытании пружины сжатия ее торцовые поверхности опираются на плоские опоры установки. Ступенчатая конструкция опор обеспечивает устойчивость испытываемых пружин разных диаметров. При испытании пружины растяжения она своими зацепами устанавливается на крючках 12, выполненных на торцах ступенчатых опор 2 и 11.

При испытании пружины перемещением верхней опоры 11 одновременно создают нагрузку на испытываемую пружину и на измерительную пружину 6.

Упругая деформация измерительной пружины под нагрузкой фиксируется по отклонению стрелки индикатора 9. Усилие на пружины определяют по отклонению стрелки индикатора с использованием тарировочного коэффициента k , указанного на основании прибора рядом с его серийным номером.

Упругую деформацию испытываемой пружины определяют с точностью до 1 мм через прорезь в трубе 4 по масштабной линейке, закрепленной на задней части колонки 3 (см. вид по стрелке А).

Необходимое оборудование и инструмент

1. Установка для испытания пружин.
2. Комплект пружин, отвертка.
3. Мерительный инструмент: штангенциркуль, индикатор часового типа с ценой деления 0,01 мм.

Рекомендуемая последовательность выполнения работы

Определение зависимости жесткости пружин при изменении одного из параметров d или D_0

Для испытаний подбирают по 3...5 пружин сжатия и растяжения, которые различаются лишь одним из параметров:

– пружины с одинаковыми диаметрами проволоки d и числом рабочих витков z , но с разными значениями среднего диаметра пружины D_0 и устанавливают изменение жесткости пружины и ее одного витка при изменении среднего диаметра пружины D_0 ;

– пружины с одинаковыми средними диаметрами пружины D_0 и

числом рабочих витков z , но с разными значениями диаметра проволоки d и устанавливают изменение жесткости пружины и ее одного витка при изменении диаметра проволоки d .

Испытание пружин сжатия

Кронштейн 7 (см. рис. 1.50) перемещают в верхнее положение, испытываемую пружину устанавливают нижним торцом на ступенчатой опоре 2, верхний торец пружины поджимают верхней ступенчатой опорой 11. Вращением маховика 8 слегка нагружают пружину для надежного её контакта с опорами (отклонение стрелки на индикаторе на 3...5 делений), после чего шкалу индикатора ставят в нулевое положение.

Для определения усилия F_3 пружину нагружают до соприкосновения витков (деформация λ_3). Деформации $\lambda_2 = \frac{\lambda_3}{(1,05...1,2)}$ и $\lambda_1 = (0,8...0,9)\lambda_2$ определяют расчетом, задаваясь числовыми коэффициентами в указанных пределах, и измеряют усилия F_1 и F_2 при этих деформациях.

Результаты замеров и расчетные значения жесткости пружин заносят в табл. 1.33.

Таблица 1.33

Результаты испытания пружин сжатия и растяжения

Пружина	Параметры пружины						Деформация			Нагрузка			Жесткость пружины c , н/мм	Жесткость витка пружины c_1 , н/мм	
	D_0 , мм	d , мм	D , мм	t , мм	z_0	z	λ_1 , мм	λ_2 , мм	λ_3 , мм	F_1 , Н	F_2 , Н	F_3 , Н		расч.	экс-п.
	эксп.														
Сжатия															
Растяжения															

Испытание пружин растяжения

Кронштейн 7 (см. рис. 1.50) перемещают в верхнее положение и на крючки нижней 2 и верхней 11 опор подвешивают выбранную для испытания пружину.

Вращением маховика 8 слегка нагружают пружину для надежного контакта ее зацепов (отклонение стрелки индикаторов на 3...5 делений), после чего шкалу индикатора ставят в нулевое положение.

Вращением маховика 8 нагружают пружину до начала отклонения стрелки индикатора 9, что соответствует усилию F_1 в пружине, изготовленной с межвитковым давлением (заневолеванием). При этом деформация $\lambda_1 = 0$.

Величина максимальной нагрузки F_3 не должна приводить к остаточной деформации пружины растяжения, поэтому максимальную деформацию следует выбирать в пределах $\lambda_3 = (0,2...0,8)H_0$. Меньшие значения принимают для более жестких пружин. Деформацию при наибольшей рабочей нагрузке λ_2 определяют как и для пружин сжатия; затем измеряют усилия F_1 , F_2 и F_3 при этих деформациях.

Результаты замеров и расчетные значения жесткости пружин заносят в табл. 1.33.

Результаты испытаний представить графически (рис. 1.51).

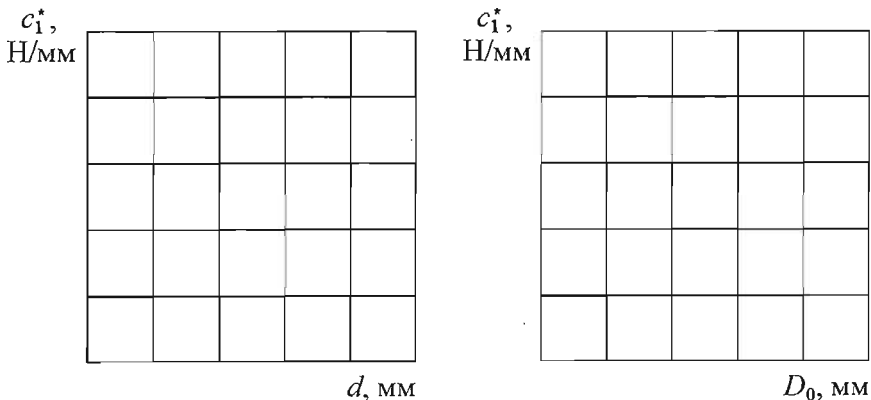


Рис. 1.51. Зависимость жесткости витка пружины от конструктивных параметров

Анализ результатов и содержание отчета

1. Назначение и конструктивные особенности пружин сжатия и растяжения.
2. Результаты испытаний пружин (см. табл. 1.33).
3. Эскизы пружин сжатия и растяжения (по одной) с необходимыми размерами и графиками нагружения и деформации (см. рис. 1.49).
Все данные на эскизе и графике приводятся числовые, соответствующие данной пружине.
4. Зависимости жесткости витка и пружины от изменения одного из параметров пружины (см. рис. 1.51).
5. Выводы по результатам работы.

Вопросы для самоконтроля

1. Как подразделяют пружины по виду основной деформации?
2. В каких узлах механизмов машин применяются пружины растяжения и сжатия, какие функции они выполняют?
3. Из каких материалов изготавливают витые пружины?
4. Какие напряжения действуют в витке пружины сжатия?
5. Какие виды деформации могут испытывать нагруженные витые пружины?
6. С какой целью опорные плоскости у пружин сжатия выполняют перпендикулярными оси пружины?
7. С какой целью пружины сжатия устанавливают на специальные центрирующие оправки или в стаканы?
8. Что отражает график упругих характеристик пружин?
9. Что такое жесткость пружины и как она определяется?
10. Что больше: жесткость пружины или жесткость одного витка пружины? Почему?
11. Как зависит жесткость витой пружины от диаметра проволоки и от среднего диаметра пружины?
12. Как влияет жесткость пружины на величину ее осадки при одинаковом усилии растяжении или сжатии?
13. От каких факторов зависит деформация пружины?

Работа 1.10. Изучение конструкций и определение параметров винтовых механизмов

Цель работы

1. Ознакомиться с назначением, устройством, особенностями конструкции, принципом работы, материалами основных деталей винтовых механизмов с ручным приводом.

2. Составить кинематические схемы изучаемых механизмов, построить эпюры вращающихся моментов и осевых усилий на винте.

3. Определить геометрические параметры резьбы, КПД механизма, максимальную осевую нагрузку, создаваемую механизмом, вращающий момент на винте и усилие на приводной рукоятке.

В результате выполнения работы студент

- *должен знать:*

- принцип действия и устройство винтовых механизмов;
- особенности конструкции отдельных деталей;
- основные геометрические параметры резьбы грузовых и ходовых винтов;
- кинематические и силовые соотношения в паре «винт-гайка»;
- основные виды напряженного состояния в нагруженных деталях конструкции;

- *должен уметь:*

- выполнять анализ конструкции механизма;
- определять геометрические параметры резьбы;
- анализировать силовые факторы, действующие в опасных сечениях наиболее нагруженных деталей;
- выполнять эскизы основных деталей конструкции.

Краткие теоретические сведения

Основным кинематическим элементом винтового механизма является передача «винт–гайка», назначение которой состоит в преобразовании вращательного движения винта (гайки) в поступательное движение гайки (винта). Одновременно такая передача преобразует силовые параметры механизма путем многократного (в десятки раз) выигрыша в силе за счет использования принципа подъема груза по наклонной плоскости.

В винтовых механизмах создается большое осевое усилие в паре «винт–гайка» при относительно малом окружном усилии на приводной рукоятке. При этом конструктивными мероприятиями должно обеспечиваться условие самоторможения в паре трения «винт–гайка», т.е. их относительная неподвижность при действии осевой нагрузки и отсутствии усилия на приводной рукоятке.

Резьбы, применяемые в винтовых механизмах, классифицируют:

- по форме профиля (треугольная, трапецеидальная, упорная, прямоугольная и др.);

- по направлению винтовой линии (правая и левая резьба);

- по числу заходов витков резьбы (1, 2 и более).

Условное обозначение резьб и их параметры определяют соответствующими стандартами, которые можно найти в справочной литературе.

По функциональному назначению винтовые механизмы подразделяют на устройства:

- для подъема и перемещения груза (домкраты, толкатели, ходовые устройства и т.п.);

- для создания осевых сил (прессы вертикальные и горизонтальные, съемники, струбицы и т.п.);

- для фиксации деталей (тисы слесарные, прижимы станочные, стяжки, зажимные устройства и т.п.).

Конструкции винтовых механизмов разнообразны. Кроме пары «винт–гайка» они включают такие детали как корпус или основание, рабочие элементы – губки, захваты, подпятники, направляющие, штанги, стойки, лапки, планки и т.п. Обязательным элементом ручного привода винтовых механизмов является приводная рукоятка.

В качестве материала основных деталей винтовых механизмов используют:

- для винтов – конструкционные углеродистые и легированные стали (сталь 45 ГОСТ 1050-88, стали 40Х, 50ХН или 35ХГСА ГОСТ 4543-71), в т.ч. и подвергаемые термообработке (нормализации, улучшению, закалке);

- для гаек – бронзы безоловянные (БрА9ЖЗЛ, БрС30 ГОСТ 493-79), бронзы оловянные (Бр05Ц5С5 ГОСТ 613-79, Бр010Ф1 ГОСТ 613-79), латунь (ЛЦ66А6ЖЗМ2 ГОСТ 17 711-93), чугун серый (СЧ 30 ГОСТ 1412-85), чугун антифрикционный (АЧС-3 ГОСТ 1585-85).

Конкретно конструкцию винтового механизма студенты изучают в процессе выполнения лабораторной работы.

Основные геометрические параметры резьбы по ГОСТ 11708-82 (рис. 1.52):

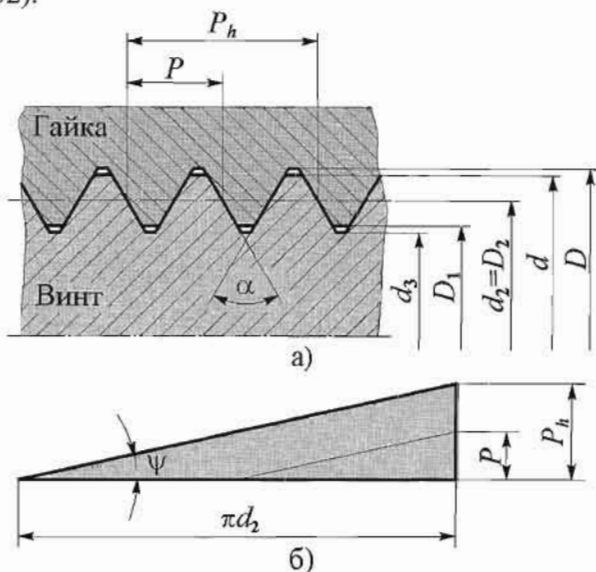


Рис. 1.52. Параметры резьбы винта и гайки:
а) параметры резьбы; б) развертка витка резьбы на плоскость

$d(D)$ – наружный диаметр резьбы винта (гайки);

$d_3(D_1)$ – внутренний диаметр резьбы винта (гайки);

$d_2(D_2)$ – средний диаметр резьбы винта (гайки);

P – шаг резьбы;

z_p – число заходов резьбы;

$P_h = Pz_p$ – ход резьбы;

α – угол профиля резьбы:

$\alpha = 60^\circ$ – метрическая резьба (рис. 1.53, а);

$\alpha = 30^\circ$ – трапецеидальная резьба (рис. 1.53, б);

$\alpha = 0^\circ$ – прямоугольная резьба (рис. 1.53, в);

$\alpha_1 = 3^\circ$ – (рабочая грань) и $\alpha_2 = 30^\circ$ (нерабочая грань) – упорная резьба (рис. 1.53, г).

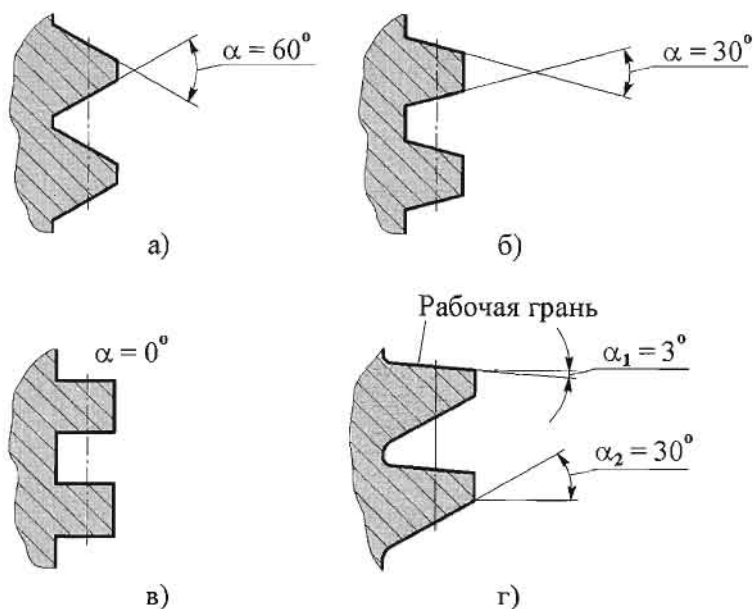


Рис. 1.53. Профили резьб:

- а) метрическая резьба; б) трапецеидальная резьба;
в) прямоугольная резьба; г) упорная резьба

Дополнительные геометрические параметры резьбовых деталей:

ψ – угол подъема винтовой линии резьбы на среднем диаметре;

$$\psi = \operatorname{arctg} \left(\frac{P_h}{\pi d_2} \right);$$

z – число витков гайки;

H – высота гайки;

$$z = \frac{H}{P};$$

Обозначение резьб:

– резьба метрическая однозаходная с крупным шагом: $M24$

M – резьба метрическая;

24 – наружный диаметр резьбы винта $d = 24$ мм;

- резьба метрическая однозаходная с мелким шагом: $M24 \times 1,5$
 $1,5$ – шаг и ход одинаковые $P = P_h = 1,5$ мм;
- резьба метрическая двухзаходная: $M24 \times 5(P2,5)$
 5 – ход резьбы $P_h = 5$ мм, $(P2,5)$ – шаг резьбы $P = 2,5$ мм;
- резьба метрическая однозаходная с крупным шагом, левая:
 $M24 LH$
 LH – резьба левая;
- резьба трапецидальная однозаходная: $Tr20 \times 4$
 Tr – резьба трапецидальная;
 20 – наружный диаметр резьбы винта $d = 20$ мм;
 4 – шаг и ход одинаковые $P = P_h = 4$ мм;
- резьба трапецидальная двухзаходная: $Tr20 \times 8(P4)$
 8 – ход резьбы $P_h = 8$ мм, $(P4)$ – шаг резьбы $P = 4$ мм;
- резьба трапецидальная двухзаходная, левая: $Tr20 \times 8(P4) LH$;
- резьба упорная однозаходная: $S50 \times 8$
 S – резьба упорная;
 50 – наружный диаметр резьбы винта $d = 50$ мм;
 8 – шаг и ход одинаковые $P = P_h = 8$ мм.

Давление в резьбе при известном осевом усилии на винте, МПа:

$$p = \frac{F_a}{\frac{\pi(d^2 - D_1^2)}{4} z} \leq [p],$$

где F_a – осевое усилие на винте, Н;

$[p]$ – допускаемое давление в резьбе, МПа; для пары «сталь–чугун» и «сталь–сталь» $[p] = 5 \dots 6$ МПа, для пары «сталь–бронза» $[p] = 8 \dots 12$ МПа.

При превышении допускаемого давления смазка из контакта выдавливается и наблюдается интенсивный износ резьбы.

Коэффициент полезного действия пары «винт–гайка» винтового механизма определяется по формуле

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi_1)},$$

где φ_1 – приведенный угол трения; $\varphi_1 = \arctg \left(\frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right)$;

f – коэффициент трения материалов винта и гайка; для пары «сталь–чугун» и «сталь–сталь» $f \approx 0,15$, для пары «сталь–бронза» $f \approx 0,12$.

Величина вращающего момента в паре «винт-гайка» определяется по формуле

$$T = F_a \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1) \frac{d_2}{2}.$$

Величина вращающего момента в подпятнике (опоре) винта

$$T_{\text{он}} = F_a \cdot f \cdot \frac{d_{\text{он}}}{2},$$

где $d_{\text{он}}$ – средний диаметр опорной части подпятника.

Величина усилия на приводной рукоятке механизма определяется по формуле

$$F_p = \frac{(T + T_{\text{он}})}{l_p},$$

где l_p – длина рукоятки.

Условие самоторможения в паре «винт-гайка», заключающееся в отсутствии самоотвинчивания при действии осевой нагрузки, выражается неравенством углов

$$\psi < [\varphi_1 + (1 \dots 2)^\circ].$$

Эпюры вращающих моментов и осевых усилий на винте позволяют оценить качественный характер, а в случае построения эпюр в масштабе и количественный характер нагруженности винта вдоль его оси. Они могут быть построены на основе силового анализа нагруженности механизма, в том числе и с определением числовых величин параметров нагружения для каждой детали.

Пример выполнения кинематической схемы и построения эпюр вращающих моментов T и осевого усилия F_a для винтового домкрата приведен на рис. 1.54 и в табл. 1.34.

Перечень винтовых механизмов, изучаемых в лабораторной работе

Для изучения используются винтовые механизмы с ручным приводом: домкраты, тисы слесарные, прижимы станочные, струбцины, стяжки, прессы горизонтальные и вертикальные, съемники и др.

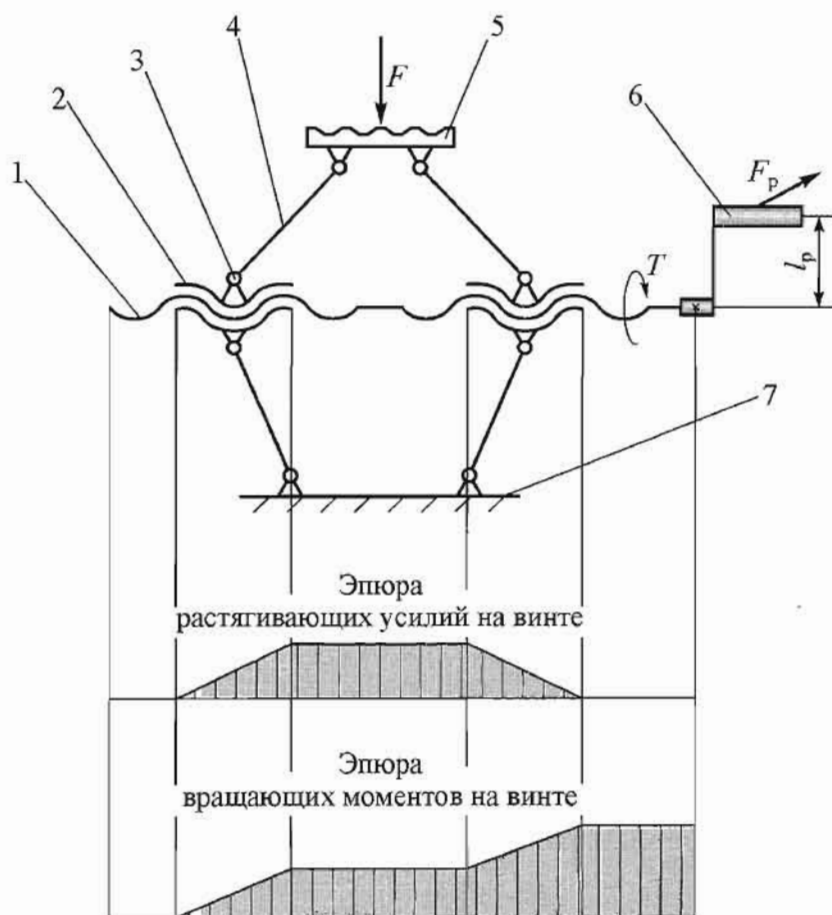


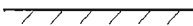



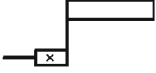

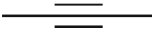
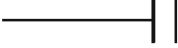



Рис. 1.54. Кинематическая и расчетная схемы
винтового домкрата

Таблица 1.34

**Условные обозначения деталей винтовых механизмов
на кинематической схеме**

№ детали	Наименование детали	Условное обозначение на кинематической схеме
<i>Детали домкрата, изображенного на рис. 1.54</i>		
1	Винт грузовой	
2	Гайка	
3	Основание	
4	Стойка	
5	Подушка опорная	
6	Шарнир	
7	Рукоятка	
<i>Детали других механизмов</i>		
8	Винт крепежный с гайкой	
9	Направляющие, подшипник радиальный	
10	Подшипник упорный	
11	Соединение неподвижное	

Инструмент и литература

1. Мерительный инструмент: линейка, штангенциркуль.
2. Справочники по резьбам, стандарты, атласы.

Рекомендуемая последовательность выполнения работы

1. Изучить конструкцию, принцип работы, кинематическое и силовое взаимодействие деталей и узлов изучаемого винтового механизма.

2. Определить габаритные, установочные и присоединительные размеры механизма.

Разобрать механизм, определить его основные параметры d , d_3 , d_2 , P , P_h , ψ , H , z , l_p , записать их в табл. 1.35.

3. Определить:

– допускаемое осевое усилие на винт F_a из расчета по давлению в резьбе, приняв $[p] = 10$ МПа,

– величины вращающих моментов в резьбе T , на опорной поверхности $T_{оп}$ (при наличии подпятника) и на приводной рукоятке $(T + T_{оп})$,

– усилие на приводной рукоятке F_p , КПД механизма η .

Проверить условие самоторможения механизма.

4. Составить кинематическую схему механизма, построить эпюры вращающих моментов и осевых усилий вдоль оси винта (пример выполнения – см. рис. 1.54).

Анализ результатов и содержание отчета

1. Описание конструкции и принципа действия изучаемого механизма.

2. Эскизная компоновка механизма с простановкой габаритных, установочных и присоединительных размеров.

3. Результаты расчета геометрических и силовых параметров винтового механизма согласно табл. 1.35.

4. Выполнить кинематическую схему механизма с эпюрами вращающих моментов и нормального осевого усилия.

5. Выполнить эскиз резьбовых деталей передачи «винт-гайка» с указанием геометрических параметров.

6. Оценить относительный выигрыш в силе $k = \frac{F_a}{F_p}$.

Таблица 1.35

Геометрические и силовые параметры винтового механизма

Геометрические параметры								Силовые параметры					
d	d_1	d_2	P	P_h	ψ	H	z	l_p	F_a	F_p	T	$T_{оп}$	η
мм					градус	мм		мм	Н		Н·м		

Вопросы для самоконтроля

1. Как подразделяют резьбы винтовых механизмов по функциональному назначению?
2. Какие виды резьб применяют для винтовых механизмов различного назначения? Почему?
3. Какие материалы применяют для изготовления винтов и гаек винтовых механизмов? Почему?
4. Каковы назначение, принцип действия, достоинства и недостатки изучаемых винтовых механизмов?
5. Укажите основные геометрические характеристики передачи «винт–гайка».
6. Что такое *шаг резьбы* и *ход резьбы*?
7. Для какой цели в винтовых механизмах применяют многозаходные резьбы и как их обозначают?
8. Поясните термин *самоторможение* в резьбе. От каких параметров резьбы зависит условие самоторможения?
9. Всегда ли необходимо выполнение условия самоторможения в винтовых механизмах? Приведите примеры.
10. От каких параметров зависит КПД винтового механизма?
11. Какими конструктивными мероприятиями можно повысить КПД винтового домкрата с вертикальным расположением винта?
12. Проанализируйте силовые факторы, действующие в опасных сечениях деталей механизма.

Работа 1.11. Исследование трения в резьбовых соединениях

Цель работы

1. Экспериментально определить значения коэффициентов трения в резьбе и на торце гайки, а также коэффициент полезного действия винтовой пары.

2. Экспериментально подтвердить теоретическую зависимость между осевым усилием в винтовой паре и моментом завинчивания в резьбе.

В результате проведения лабораторной работы студент

• *должен знать:*

- теорию винтовой пары;
- расчет на прочность резьбовых деталей;
- конструкцию приспособления и методику проведения эксперимента;

• *должен уметь:*

- анализировать конструктивные особенности резьбовых соединений в связи с особенностями нагружения резьбовых деталей;
- выбирать наиболее рациональную схему проведения эксперимента и самостоятельно выполнять исследования;
- обоснованно использовать в процессе проектирования и в научных исследованиях результаты, полученные при проведении эксперимента.

Краткие теоретические сведения

При завинчивании резьбового соединения (рис. 1.55) затрачивается энергия на преодоление сил трения в резьбе и на опорной поверхности (торце) гайки. Вращающий момент, приложенный к гайке или головке болта при завинчивании резьбового соединения, вычисляется по формуле

$$T_{\text{зав}} = T_p + T_T,$$

где T_p – момент трения в резьбе, Н·мм;

T_T – момент трения на торце гайки, Н·мм.

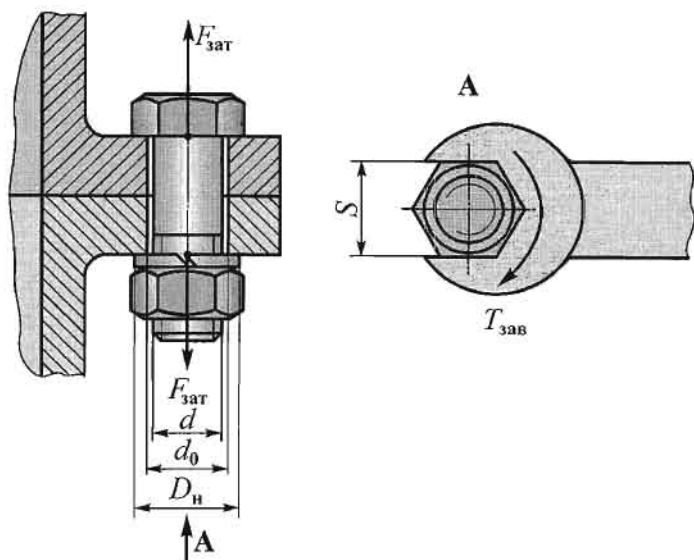


Рис. 1.55. Расчетная схема резьбового соединения

Момент трения в резьбе T_p связан с усилием затяжки болта $F_{зат}$, зависимостью

$$T_p = F_{зат} \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1) \frac{d_2}{2}.$$

Параметры и профили резьб описаны в работе 1.10 «Изучение конструкций и определение параметров винтовых механизмов».

Момент трения T_r на торце гайки при завинчивании определяется по формуле, основанной на допущении, что равнодействующая сил трения между торцом гайки и соединяемой деталью приложена на среднем диаметре кольцевой опорной поверхности:

$$T_r = F_{зат} f_r \frac{d_{cp}}{2},$$

где f_r – коэффициент трения на опорной поверхности гайки;

d_{cp} – средний диаметр кольцевой опорной поверхности гайки, мм,

$$d_{cp} = \frac{D_n + d_0}{2},$$

D_n – наружный диаметр кольцевой опорной поверхности гайки, мм;

d_0 – диаметр отверстия под болт, мм.

Условно за наружный диаметр кольцевой опорной поверхности гайки принимают размер гайки под ключ S .

Болт испытывает сложное напряженное состояние – растяжение растягивающей осевой силой $F_{\text{зат}}$ и скручивание моментом трения в резьбе T_p .

Согласно энергетической теории прочности эквивалентные напряжения в стержне болта, МПа,

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2}.$$

Расчеты показывают, что для однозаходных резьб вследствие их геометрического подобия можно принять

$$\sigma_3 \approx \beta \sigma_p = \beta \frac{F_a}{\frac{\pi d_3^2}{4}} \leq [\sigma_p],$$

где d_3 – диаметр впадин резьбы винта, условно принимаемый в качестве расчетного, мм;

$\beta = 1,3$ – коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке соединения;

$[\sigma_p]$ – допускаемые напряжения для материала болта, МПа.

Это позволяет упростить расчет резьбовых соединений, проводя лишь расчет на растяжение по увеличенной в 1,3 раза осевой силе.

Теоретически КПД винтовой пары определяется по формуле

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi_1)}.$$

В эксперименте КПД винтовой пары можно определить как отношение полезной работы на определенном перемещении к затраченной работе. При повороте болта на один оборот полезная работа есть работа осевой силы $F_{\text{зат}}$ на пути, равном ходу резьбы P_h :

$$A_{\text{пол}} = F_{\text{зат}} P_h = F_{\text{зат}} \pi d_2 \operatorname{tg} \psi, \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Затраченная работа есть работа момента $T_{\text{зав}}$, приложенного к винту, на угле поворота 2π :

$$A_{\text{затр}} = T_{\text{зав}} 2\pi, \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Тогда КПД винтовой пары можно вычислить по формуле

$$\eta = \frac{A_{\text{пол}}}{A_{\text{затр}}} = \frac{F_{\text{зат}} d_2 \operatorname{tg} \psi}{2 T_{\text{зав}}}.$$

Устройство и работа лабораторной установки

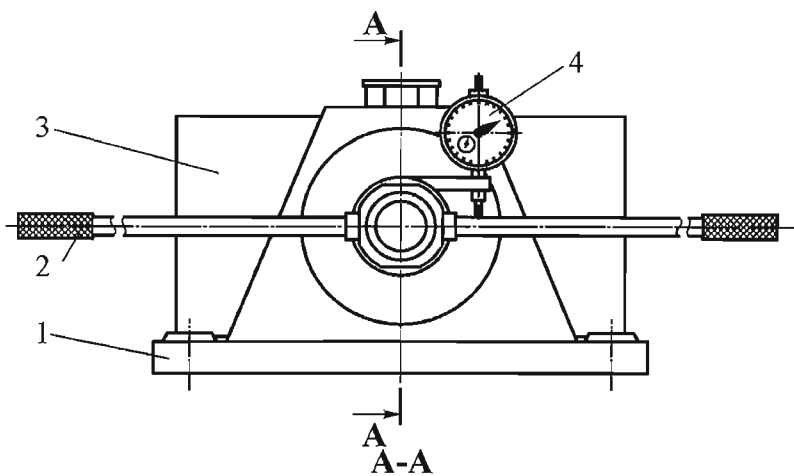
Работа выполняется на установке ДМ-27М (рис. 1.56), которая состоит из двух узлов: приспособления для нагружения болтов и торсионного динамометрического ключа.

Приспособление для нагружения болтов служит для создания и измерения усилия затяжки $F_{\text{зат}}$ в резьбовом соединении испытываемого болта 13 и гайки 8. Усилие затяжки от болта передается кольцевой динамометрической пружине 3 через сферическую шайбу 14. Пружина закреплена на корпусе приспособления двумя винтами 7. По величине деформации пружины, измеряемой индикатором 15 часового типа, и тарировочному графику (рис. 1.57) можно экспериментально определить силу затяжки болта.

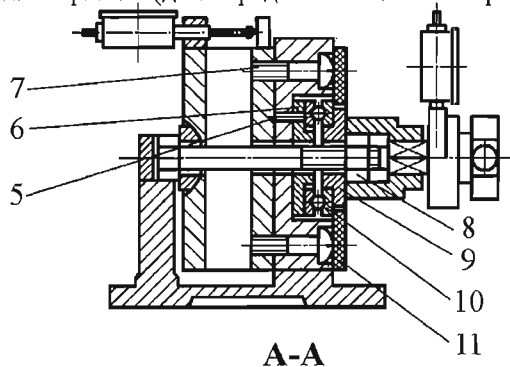
Чтобы выделить момент трения в резьбе T_p из момента завинчивания $T_{\text{зав}}$, установку собирают по двум схемам.

В варианте сборки А гайка опирается на корпус через втулку 9 с буртом, упорный подшипник качения 10 и втулку 6. При завинчивании гайка вращается вместе с втулкой 9 и правым кольцом упорного подшипника. Пренебрегая потерями на трение в подшипнике ввиду их малости, можно считать, что $T_{\text{зав}} \approx T_p$, то есть при сборке установки по этой схеме экспериментально определяют момент трения в резьбе T_p , затем вычисляют приведенный угол трения φ_1 и приведенный коэффициент трения в резьбе f_1 .

В варианте сборки Б вместо втулки 9 устанавливается втулка 17. Упорный подшипник не работает, так как усилие затяжки от гайки передается на корпус 1 через втулки 6 и 17. При завинчивании гайка скользит опорной поверхностью по торцу втулки 17, которая не вращается, так как выступом соединена с пазом втулки 15, зафиксированной от проворота штифтом 5. В этом варианте сборки экспериментально определяется полный момент завинчивания гайки $T_{\text{зав}}$, затем вычисляется момент трения на торце гайки как разность моментов $T_{\text{зав}}$ и T_p и коэффициент трения на опорной поверхности гайки f_T .



Вариант сборки **А** (для определения момента трения в резьбе)



Вариант сборки **Б** (для определения момента трения на торце гайки)

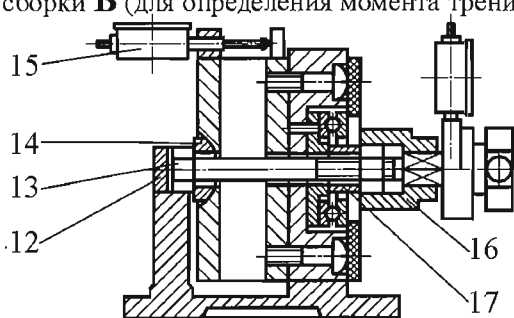


Рис. 1.56. Лабораторная установка ДМ-27М

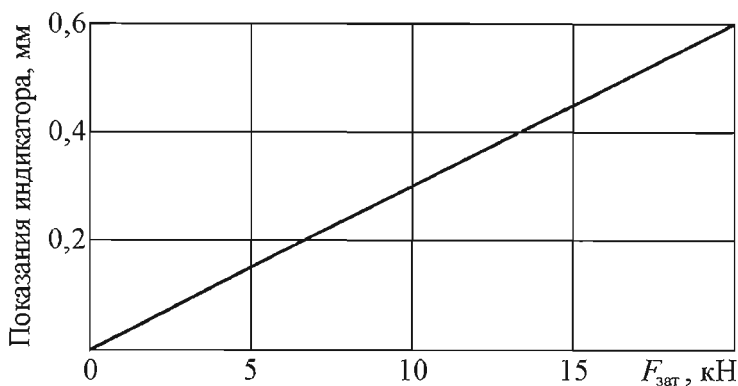


Рис. 1.57. Тарировочный график динамометрической пружины

Гайка затягивается торсионным динамометрическим ключом 2, снабженным сменными насадками 16 под соответствующую головку болта 13. Съемный сухарь 5 предназначен для предотвращения проворота болта при затяжке. По деформации торсиона динамометрического ключа, измеряемой индикатором 4 часового типа, с учетом тарировочного графика (рис. 1.58) можно судить о величине вращающего момента.

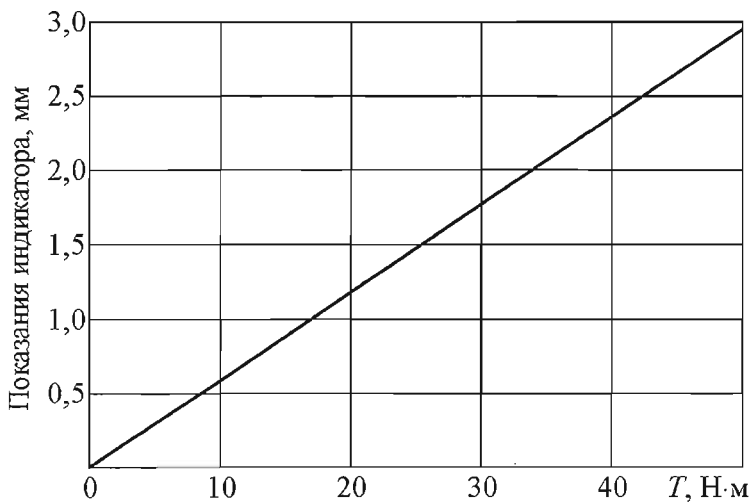


Рис. 1.58. Тарировочный график торсионного динамометрического ключа

Необходимое оборудование и инструмент

1. Лабораторная установка ДМ-27М в комплекте с нажимной шайбой и опорной втулкой.
2. Штангенциркуль, отвертка.
3. Комплект испытываемых болтов и гаек.

Рекомендуемая последовательность выполнения работы

1. Выбрать четыре комплекта болтов с гайками, отличающиеся номинальным диаметром d , шагом P , числом заходов резьбы z_p , либо формой профиля резьбы (по указанию преподавателя).

2. Путем обмера штангенциркулем определить номинальный диаметр болта d , шаг резьбы P и размер гайки под ключ S . Для повышения точности замера шага резьбы P губками штангенциркуля охватить 3...5 витков резьбы и результат замера разделить на число охваченных витков.

3. Визуально определить число заходов резьбы z_p по числу винтовых нарезок в торцовом сечении болта. Вычислить ход резьбы

$$P_h = P z_p.$$

4. Для стандартной резьбы при известных значениях номинального диаметра болта d и шага резьбы P по табл. 1.36 определить средний d_2 и внутренний d_3 диаметры резьбы, а также угол наклона рабочей грани α_1 .

5. Вычислить угол подъема винтовой линии резьбы

$$\psi = \arctg\left(\frac{P_h}{\pi d_2}\right), \text{ градус.}$$

6. Вычислить допускаемую осевую силу на болт с учетом его скручивания при затяжке, приняв допускаемые напряжения растяжения для материала болта $[\sigma_p] = 100$ МПа:

$$[F_a] = [\sigma_p] \frac{\pi d_1^2}{4\beta}, \text{ Н.}$$

Подобрать втулки 16 и 17 (см. рис. 1.64), чтобы диаметр их отверстий был больше диаметра d испытываемого болта на 1...2 мм. Измерить штангенциркулем диаметр отверстий d_0 (рис. 1.59).

7. Вычислить средний диаметр кольцевой опорной поверхности гайки d_{cp} .

Таблица 1.36

Основные параметры резьбы

Тип резьбы	d , мм	P , мм	P_n , мм	d_2 , мм	d_3 , мм
Метрическая по ГОСТ 24 705-81, угол наклона рабочей грани $\alpha_1 = \frac{\alpha}{2} = 30^\circ$	12	1,75	1,75	10,863	9,853
	12	1,50	1,50	11,026	10,160
	12	1,00	1,00	11,350	10,773
	14	2,00	2,00	12,701	11,546
	14	1,50	1,50	13,026	12,160
	14	1,00	1,00	13,350	12,773
	16	2,00	2,00	14,701	13,546
	16	1,50	1,50	15,026	14,160
	16	1,00	1,00	15,350	14,773
	18	2,50	2,50	16,376	14,933
	18	1,50	1,50	17,026	16,160
	18	1,00	1,00	17,350	16,773
	20	2,50	2,50	18,376	16,933
	20	2,00	2,00	18,376	16,933
	20	1,50	1,50	19,026	18,160
	20	1,00	1,00	19,350	18,773
	20	2,00	8,00	18,701	17,546
20	2,00	16,00	18,701	17,546	
Тrapeцеидаль- ная по ГОСТ 24 737-81, угол наклона рабочей грани $\alpha_1 = \frac{\alpha}{2} = 15^\circ$	20	2,00	2,00	19,000	17,500
	20	2,00	8,00	19,000	17,500
	20	2,00	16,00	19,000	17,500
Упорная по ГОСТ 10 177-82, угол наклона рабочей грани $\alpha_1 = 3^\circ$	20	2,00	2,00	18,500	16,529
	20	2,00	8,00	18,500	16,529
	20	2,00	16,00	18,500	16,529

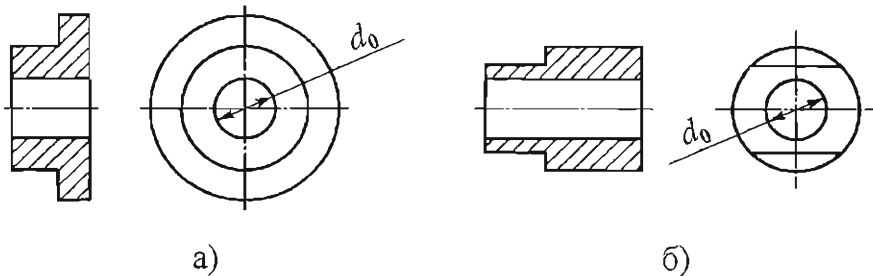


Рис. 1.59. Конструкции опорных втулок под гайку:
а) втулка с буртом; б) втулка с лысками

8. Результаты замеров и расчетов занести в табл. 1.37.

Таблица 1.37

Размеры деталей и расчетные параметры

Параметры болта													Гайка		Втулка	
Болт	Обозначение резьбы	d , мм	P , мм	d_2 , мм	d_3 , мм	z_p	P_h , мм	α_1 , градус	ψ , градус	$[F_a]$, Н	S , мм	d_{cp} , мм	d_0 , мм	с буртом	с лысками	
1																
2																
3																
4																

9. Для каждого из выбранных болтов назначить силу затяжки:

$$F_{зат} = [F_a]$$

и по тарировочному графику (см. рис. 1.57) определить отвечающее ему значение деформации динамометрической пружины Δ .

Значения усилия затяжки и деформации пружины занести в табл. 1.37 и 1.38.

10. Приняв коэффициент трения скольжения пары «сталь–сталь» без смазки одинаковым в резьбе и на торце гайки $f \approx f_T \approx 0,14$, вычислить приведенный коэффициент трения f_1 и угол трения φ_1 в резьбе, момент трения в резьбе T_p , на торце гайки T_T и момент завинчивания $T_{зав}$, а также теоретический КПД винтовой пары η . Значения приведенного угла трения в резьбе φ_1 , коэффициента трения на опорном торце гайки f_T , момента трения в резьбе T_p , момента завинчивания $T_{зав}$ и КПД винтовой пары η занести в табл. 1.38 и 1.39.

Таблица 1.38

**Результаты исследования резьбового соединения
при варианте сборки А и $F_{зат} = Н$**

Болт №	Показания индикаторов, мм				$T_{зав} = T_p$, Н·мм		φ_1 , градус		КПД	
	Δ	пружины	динамометрического ключа		эксперимент	расчет	эксперимент	расчет	эксперимент	расчет
			номер испытания, i	Δ_i						
1		1								
		2								
		3								
2		1								
		2								
		3								
3		1								
		2								
		3								
4		1								
		2								
		3								

11. Экспериментально определить момент завинчивания $T_{зав}$ и КПД винтовой пары без учета трения на опорном торце гайки для каждого из комплектов болтов с гайками в следующей последовательности:

– выполнить сборку установки по варианту сборки **А** (см. рис. 1.56). По окончании сборки вручную закрутить гайку до упора ее без натяга во втулку с буртом, опирающуюся на кольцо подшипника;

– установить на нуль индикатор пружины и индикатор динамометрического ключа;

– закрутить гайку динамометрическим ключом так, чтобы индикатор пружины показывал число делений Δ , отвечающее рабочему усилию затяжки $F_{зат}$. Не снимая усилия рук с ключа, снять показание индикатора динамометрического ключа Δ_i . Испытания провести три раза, регистрируя показания индикатора ключа в табл. 1.38. Средние значения показаний индикатора ключа Δ_i , ($i = 1, 2, 3$) вычислить по формуле

$$\Delta_{cp} = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 \Delta_i;$$

– по тарировочному графику динамометрического ключа (см. рис. 1.57) определить значения момента завинчивания $T_{зав}$, отвечающие средним значениям Δ_{cp} показаний индикатора ключа. Полученные значения момента завинчивания занести в табл. 1.38;

– для каждого значения силы затяжки вычислить экспериментальное значение КПД резьбы. Результаты занести в табл. 1.38;

– вычислить приведенный угол трения на основании экспериментальных данных по зависимости

$$\varphi_1 = \arctg\left(\frac{2T_p}{F_a d_2}\right) - \psi.$$

Результаты расчетов занести в табл. 1.38.

12. Определить момент завинчивания $T_{зав}$ и КПД винтовой пары с учетом трения на опорном торце гайки для каждого из комплектов болтов с гайками в следующей последовательности:

– выполнить сборку установки по варианту сборки **Б** (см. рис. 1.56), заменив втулку с буртом на втулку с лысками (см. рис. 1.59). По окончании сборки вручную закрутить гайку до упора ее во втулку с лысками без натяга;

– установить на нуль индикаторы пружины и динамометрического ключа. Провести опыты, аналогичные описанным в п.11, для всех назначенных усилий затяжки болта. По тарировочному графику динамометрического ключа (см. рис. 1.58) определить значения момента завинчивания $T_{зав}$ с учетом трения на опорном торце гайки;

- вычислить экспериментальное значение КПД резьбы;
- вычислить момент трения на торце гайки на основании экспериментальных данных

$$T_{\tau} = T_{зав} - T_p$$

и коэффициент трения на опорном торце гайки

$$f_{\tau} = \frac{2T_{\tau}}{F_{зат} d_{сп}}$$

Результаты расчетов занести в табл. 1.39.

Таблица 1.39

**Результаты опытов и расчетов для соединения
при варианте сборки Б и $F_{зат} = Н$**

Болт №	Показания индикаторов, мм				$T_{зав} = T_p$, Н·мм		φ_1 , градус		КПД	
	Δ	динамометрического ключа			эксперимент	расчет	эксперимент	расчет	эксперимент	расчет
		пружины	номер испытания, i	Δ_i						
1		1								
		2								
		3								
2		1								
		2								
		3								
3		1								
		2								
		3								
4		1								
		2								
		3								

Содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Описание лабораторной установки.
3. Расчетные зависимости с пояснением входящих в них величин.
4. Табл. 1.37–1.39 с исходными данными и результатами экспериментов.
5. Выводы о влиянии геометрических параметров резьбы и варианта сборки установки на величину моментов в резьбе T_p , на винте $T_{зав}$ и КПД винтового механизма. Сопоставить моменты на винте $T_{зав}$ и КПД винтовых механизмов при наличии и отсутствии трения на торце гайки.
6. Сравнить значения приведенного угла трения φ_1 в резьбе, коэффициента трения на торце гайки f_t , момента на винте $T_{зав}$ и КПД винтового механизма, полученные в эксперименте и расчетным путем. При наличии расхождения обосновать причину.

Вопросы для самоконтроля

1. Для какого профиля резьбы величина приведенного коэффициента трения имеет минимальное (максимальное) значение и почему?
2. Каким образом можно уменьшить момент трения в резьбе и на опорной поверхности гайки?
3. Какое соотношение эквивалентных напряжений и напряжений растяжения имеет место в стержне болта резьбового соединения?
4. Как изменится момент завинчивания $T_{зав}$ для болтового соединения, если угол подъема винтовой линии резьбы увеличить?
5. Почему прямоугольную резьбу не используют в качестве крепежной?
6. Почему для ходовых и грузовых резьб угол профиля витка выбирают по возможности минимальный, а для крепежных резьб – максимальный?
7. Влияет ли число заходов резьбы на момент трения в резьбе и на момент трения на торце гайки?
8. Влияет ли величина шага резьбы на момент трения в резьбе и на момент трения на торце гайки?

Работа 1.12. Изучение конструкций и особенностей работы колодочных тормозов

Цель работы

1. Ознакомиться с общей классификацией тормозных устройств.
2. Изучить конструкцию колодочных тормозов типа ТКТ и ТКГ, методы регулировки тормозного момента.

В результате выполненной работы студент

- *должен знать*:
 - конструкцию и принцип действия колодочных тормозов типа ТКТ и ТКГ;
- *должен уметь*:
 - определять замыкающее усилие пружины при известных тормозном моменте, геометрических размерах тормоза и материале фрикционной пары;
 - регулировать тормоз на заданную величину тормозного момента.

Назначение и классификация тормозных устройств

Тормозные устройства предназначены для остановки машины и груза на определенном пути торможения и для удержания груза в подвешенном состоянии при заданном запасе торможения или заданном значении замедления. В процессе торможения машины механическая энергия в течение короткого времени преобразуется в тепловую энергию и передается в окружающую среду. Этот процесс должен проходить без снижения работоспособности как тормоза, так и машины в целом.

Тормозные устройства классифицируют:

- *по форме рабочих элементов*:
 - *колодочные* – с рабочим элементом в виде колодки, трущейся по наружной или внутренней поверхности тормозного шкива (барабана) (рис.1.60, а);
 - *ленточные* – с рабочим элементом в виде гибкой ленты, трущейся по наружной поверхности тормозного шкива (рис. 1.60, б);
 - *дисковые* – с рабочим элементом в виде диска или отдельных сегментных колодок с осевым замыкающим усилием (рис.1.60, в);

– *конусные* – с рабочим элементом в виде наружного конуса, трущегося по внутренней конической поверхности шкива при создании осевого замыкающего усилия (рис. 1.60, г);

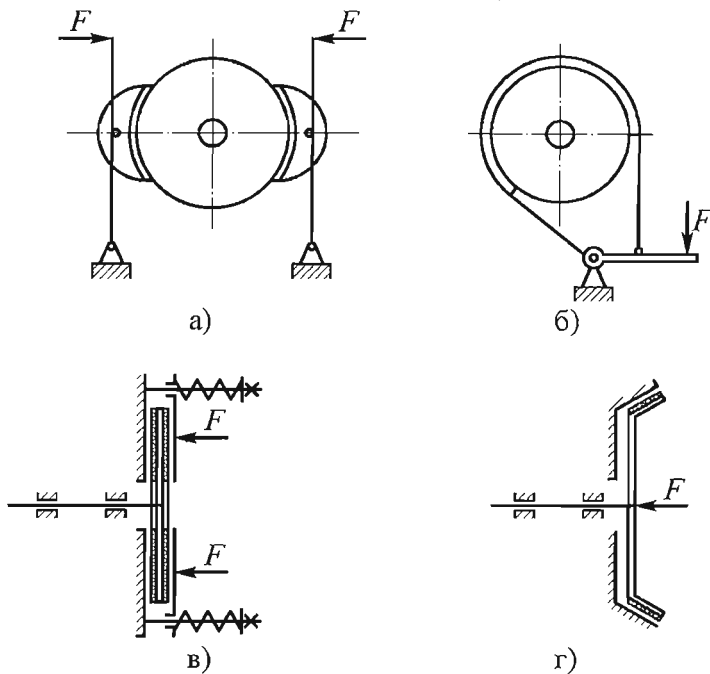


Рис. 1.60. Основные типы тормозов:

а) колодочный; б) ленточный; в) дисковый; г) конусный

- *по назначению:*

- *стопорные* – затормаживают механизм, вступая в действие в конце движения, и удерживают его в неподвижном состоянии после остановки;

- *спускные* – подтормаживают механизм и уменьшают скорость движения, например, при опускании груза;

- *регуляторы скорости* – срабатывают при возрастании скорости выше допустимой и ограничивают ее *в определенных пределах*;

- *по принципу действия:*

- *автоматические* – нормально закрытые тормоза, затормаживающие и растормаживающие шкив без участия человека при выключении и включении привода машины;

- *управляемые* – замыкающиеся и размыкающиеся под воздействием человека или специального механизма управления;
 - *по характеру приводного усилия*:
 - *нормально закрытые*, замыкающиеся при выключенном приводе под действием постоянной силы (усилия пружины, веса замыкающего груза и др.), а размыкающиеся при включении привода;
 - *нормально открытые*, замыкающиеся при воздействии на него привода тормоза, а размыкающиеся под действием размыкающего постоянного усилия от пружины, веса груза и др. По правилам Ростехнадзора в механизмах подъема должны применяться автоматические нормально закрытые тормоза;
 - *по конструкции устройства для затормаживания*:
 - *пружинные*;
 - *грузовые* (груз на рычаге);
 - *грузоупорные* (с использованием силы тяжести груза);
 - *по исполнению приводов*:
 - *короткоходовые*, у которых рабочий ход затормаживающего устройства близок к величине отхода колодок от тормозного шкива;
 - *длинноходовые*, у которых рабочий ход затормаживающего устройства в несколько раз превышает величину отхода колодок от шкива.

Колодочные тормоза

В подъемно-транспортных машинах распространены преимущественно автоматические нормально закрытые двухколодочные тормоза с наружным расположением колодок относительно тормозного шкива и с шарнирным креплением колодок к тормозным рычагам. Замыкание в таких тормозах обычно осуществляется автоматически под действием усилия силовой пружины, располагаемой на рычажной системе тормоза горизонтально или вертикально. При пружинном замыкании тормоза величина тормозного момента регулируется изменением деформации пружины. Грузовое замыкание применяется гораздо реже из-за большого числа шарнирных соединений, большого хода штока привода и увеличенного времени срабатывания тормоза.

В качестве привода колодочных тормозов применяют электромагниты постоянного тока типа МП (тормоз типа ТКП), переменного тока типа МО-Б (тормоз типа ТКТ) и электрогидравлические толкатели типа ТЭГ, ТГМ, ТЭ (тормоз типа ТКГ).

Принцип действия нормально закрытого колодочного тормоза с приводом от электромагнита МО-Б показан на примере тормоза типа ТКТ (рис. 1.61).

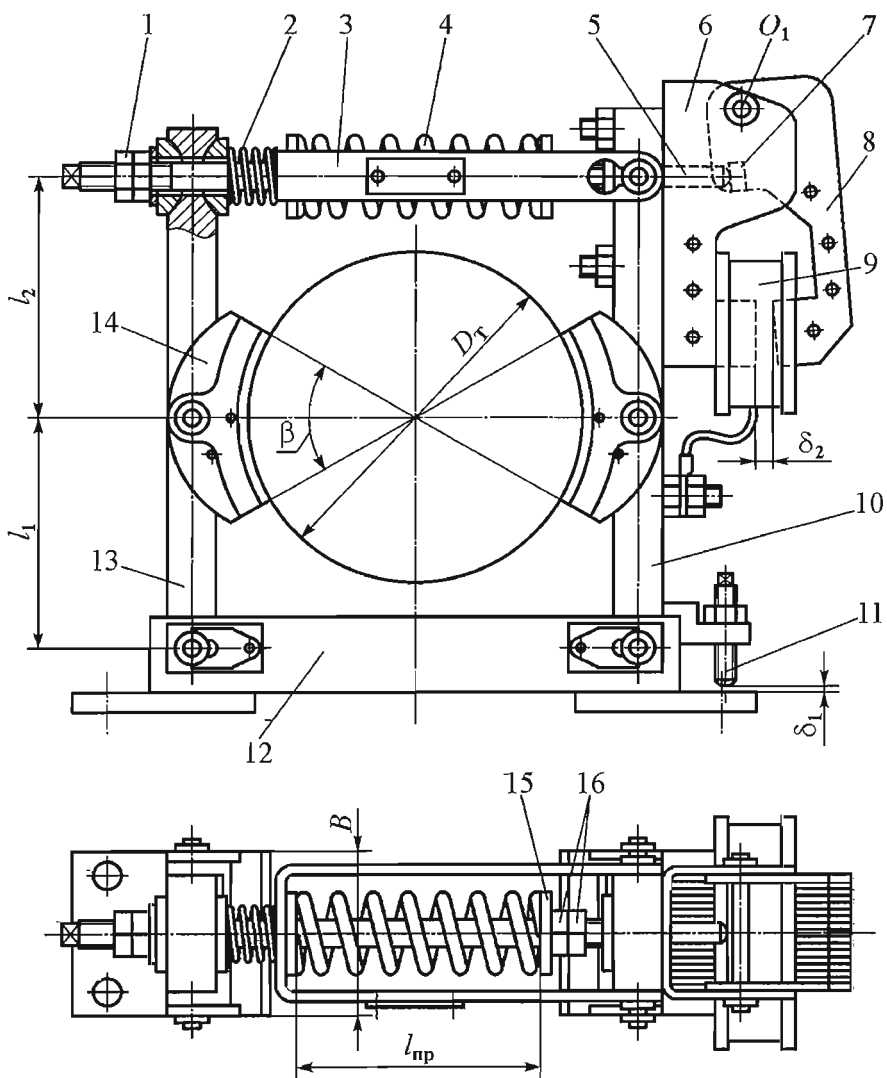


Рис. 1.61. Колодочный тормоз ТКТ

Тормоз состоит из основания 12, на котором при помощи пальцев шарнирно закреплены рычаги 10 и 13, в средней части которых шарнирно установлены тормозные колодки 14 с накладками. На рычаге 10 закреплен электромагнит, состоящий из неподвижной части – ярма 6 с катушкой 9 однофазного питания и поворотной части – якоря 8.

Верхние концы рычагов стягиваются силовой пружиной 4, которая установлена на шток 5 и помещена между опорными поверхностями скобы 3, закрепленной на рычаге 10, и шайбы 15, удерживаемой установочными гайками 16 на штоке 5, соединенном с рычагом 13. В шток 5 упирается упор 7 якоря 8. Регулировочный винт 11, расположенный в нижней части рычага 10, служит для обеспечения равномерного и оптимального по величине отхода колодок от шкива. Тормозной момент регулируется путем изменения деформации силовой пружины 4. Вспомогательная пружина 2 между скобой 3 и рычагом 13 служит для отвода этого рычага при растормаживании тормоза.

Один конец штока 5 закреплен гайкой 1 со сферической шайбой на конце рычага 13, другим концом шток касается упора 7 якоря 8.

В автоматическом режиме работы тормоза катушка электромагнита 9 подключается параллельно с обмотками электродвигателя привода машины (механизма). При неработающем приводе механизма электромагнит обесточен и его якорь откинут, пружина 4 через рычаги 10 и 13 прижимает колодки 14 к тормозному шкиву.

При включении питания одновременно с пуском электродвигателя включается электромагнит, и якорь притягивается к ярму, поворачиваясь относительно точки O_1 и воздействуя при этом упором 7 на шток 5. Шток смещается влево и дополнительно сжимает силовую пружину тормоза 4. Освободившаяся вспомогательная пружина 2 (развивающая усилие 20...60 Н) давит одним концом на рычаг 13, а другим через торец скобы 3 на рычаг 10 и разводит рычаги, обеспечивая отход колодок от шкива. Помимо этого освободившийся рычаг 10 вместе с колодкой отходит от шкива и под действием момента, создаваемого весом электромагнита, закрепленного на рычаге эксцентрично его продольной оси. Регулировочный винт 11 ограничивает поворот рычага 10 и обеспечивает равный отход тормозных колодок от шкива. Время растормаживания до 0,05 с.

При выключении питания обесточивается катушка электромагнита, силовая пружина освобождается от воздействия якоря и через шток 5 и скобу 3, поворачивая рычаги, прижимает колодки к тормозному шкиву. Время затормаживания до 0,02 с.

К достоинствам тормозов с приводом от электромагнита следует отнести небольшую массу и габариты, взаимозаменяемость механической части тормоза при работе с электромагнитами постоянного или переменного тока, малое число шарниров, небольшую жесткость силовой пружины и малое время срабатывания тормоза.

Недостатками указанных тормозов являются их динамическая неуравновешенность при растормаживании из-за значительной разницы масс тормозных рычагов, так как на одном из них дополнительно закреплен электромагнит; резкое включение электромагнита, сопровождающееся ударом якоря об ярмо; быстрое нарастание тормозного момента; повышенный шум; малую частоту включений (до 300 включений в час); малый срок службы.

Поэтому в современных тормозах в качестве растормаживающего механизма часто используют электрогидравлический толкатель.

Принцип действия и конструктивная схема нормально закрытого колодочного тормоза с приводом от электрогидравлического толкателя показаны на примере тормоза типа ТКГ с одноштоковым электрогидравлическим толкателем (рис. 1.62).

Тормоз состоит из основания 8 и шарнирно закрепленных на основании тормозных рычагов 5 и 9, в средней части которых шарнирно подвешены колодки 6 с накладками. На рычаге 9 в верхней части установлен двуплечий рычаг 1, у которого большее плечо шарнирно соединено со штоком 14 электрогидравлического толкателя 12, а меньшее – с тягой 3. Другой конец тяги 3 снабжен резьбой и с помощью гаек 4 и подвижного пальца закреплен на верхнем конце рычага 5. Силовая пружина 2, надетая на шток 11, верхним концом опирается на кронштейн 13, закрепленный на рычаге 9, а нижним концом через шайбу и регулировочные гайки 10 воздействует на шток 11, связанный с двуплечим рычагом 1. В нижней части рычага 5 расположен регулировочный винт 7. Величина тормозного момента регулируется изменением деформации силовой пружины 2.

При включении электродвигателя привода машины одновременно включается электродвигатель толкателя и центробежный насос подает рабочую жидкость в подпоршневое пространство. При этом поршень поднимается и соединенный с ним шток 14, преодолевая сопротивление силовой пружины 2, поворачивает двуплечий рычаг по часовой стрелке относительно точки O_1 . Тормозной рычаг 5 вместе с колодкой отходит от шкива до упора регулировочного винта 7 в основание тормоза. При последующем подъеме штока электрогидротолка-

тя двуплечий рычаг 1 начинает поворачиваться относительно неподвижной точки O_2 , вследствие чего тормозной рычаг 9 поворачивается против часовой стрелки относительно оси шарнира крепления его в основании тормоза и его колодка отходит от шкива. Время растормаживания 0,4...1,5 с.

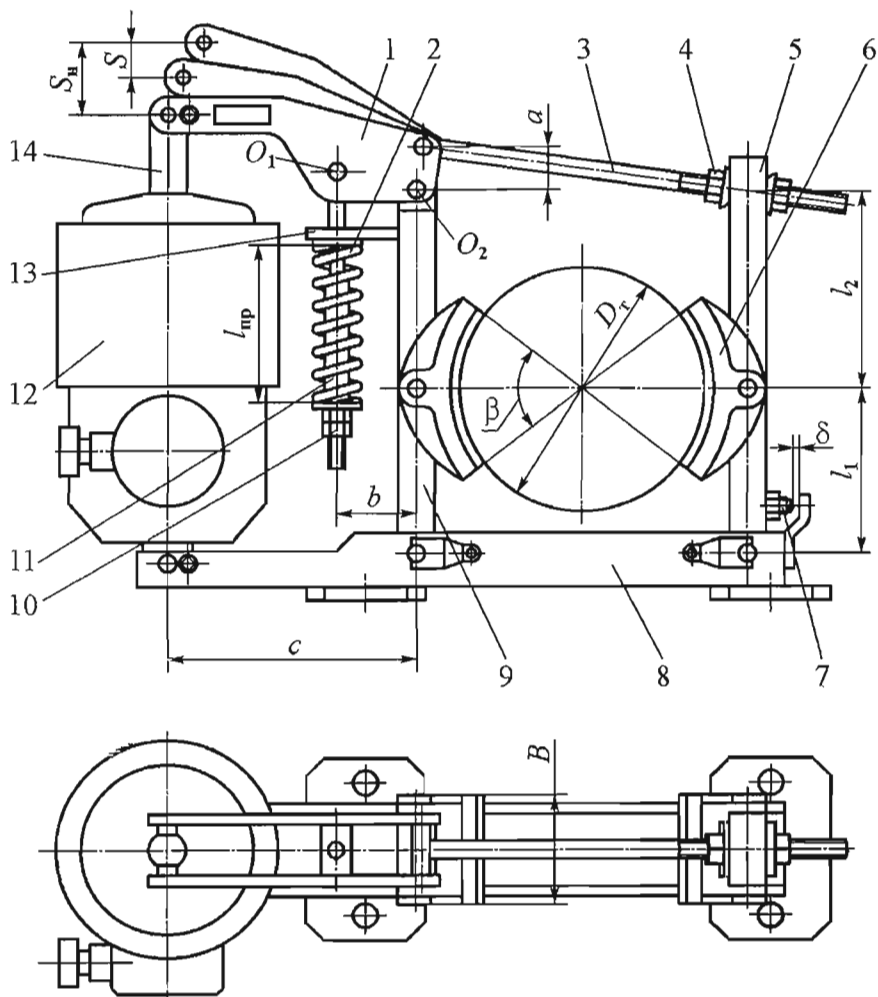


Рис. 1.62. Колодочный тормоз ТКГ

При выключении питания в цепи привода обесточивается электродвигатель гидротолкателя и под действием усилия пружины 2 двухплечий рычаг 1, поворачиваясь против часовой стрелки, прижимает колодки к тормозному шкиву. Время затормаживания 0,3...1,2 с.

К достоинствам тормозов с приводом от электрогидравлического толкателя следует отнести: возможность регулирования времени срабатывания тормоза; плавное нарастание тормозного момента; большую частоту включений (до 2000 включений в час); высокую надежность и долговечность привода тормоза; бесшумность.

Однако наличие рабочей жидкости требует высокой точности изготовления деталей гидротолкателя и надежности уплотнений, что затрудняет эксплуатацию тормоза при низких температурах. Эти тормоза устанавливают вертикально при горизонтальном положении оси тормозного шкива на механизмах, работающих в пожаро- и взрывоопасных средах. Ось штока толкателя в процессе эксплуатации не должна отклоняться от вертикального положения на угол более $\pm 15^\circ$, а видимая часть штока, выступающая из корпуса толкателя, должна находиться сверху.

Расчет двухколодочного тормоза

В двухколодочном тормозе с тормозными колодками, шарнирно закрепленными на прямых рычагах (рис. 1.63), тормозной момент равен сумме тормозных моментов, развиваемых каждой колодкой.

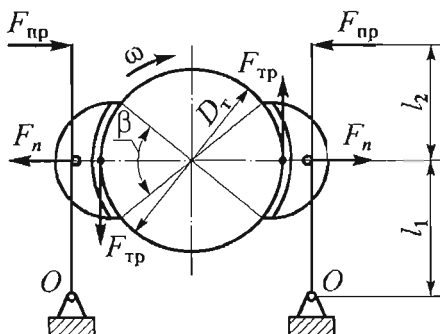


Рис. 1.63. Расчетная схема двухколодочного тормоза

Из условия равновесия рычага относительно точки O поворота можно найти силу нажатия колодки на шкив

$$F_n = F_{np} \frac{l_1 + l_2}{l_1} \eta, \text{ Н,}$$

где F_{np} – замыкающая сила, развиваемая пружиной, Н;

l_1 и l_2 – размеры плеч рычага, мм;

η – КПД рычажной системы тормоза, $\eta = 0,9 \dots 0,95$.

При прямых рычагах тормозные моменты, создаваемые каждой колодкой, одинаковы и не зависят от направления вращения тормозного шкива. Тогда суммарный тормозной момент, Н·м,

$$T_\tau = F_{np} D_\tau = F_n f D_\tau = F_{np} \frac{l_1 + l_2}{l_1} f D_\tau \eta,$$

где f – коэффициент трения для пары «шкив–фрикционная накладка» колодки, $f = 0,15 \dots 0,42$ в зависимости от сочетания материалов пары трения;

D_τ – диаметр тормозного шкива, м.

После выбора типового тормоза следует определить усилие пружины F_{np} , Н, замыкающее тормоз, при известных значениях тормозного момента T_τ , геометрических размерах l_1, l_2, D_τ и материалах пары трения «шкив–фрикционная накладка»:

$$F_{np} = \frac{T_\tau l_1}{D_\tau f (l_1 + l_2) \eta}.$$

По характеристике пружины тормоза, согласно ее тарировочному графику, определяют рабочую высоту пружины при расчетном усилии F_{np} и регулировочными гайками устанавливают нужный размер.

Основной причиной выхода из строя накладок колодок тормоза является их износ, для ограничения которого необходимо соблюдение соотношения

$$p = \frac{F_n}{A} = \frac{F_n}{D_\tau B \left(\frac{\pi \beta}{360^\circ} \right)} \leq [p],$$

где p – условное среднее давление между шкивом и накладкой колодки тормоза, МПа;

A – площадь поверхности трения фрикционной накладки колодки, мм²;

B – ширина колодки, мм;

- β – угол обхвата шкива колодкой, градус, в типовых конструкциях колодочных тормозов $\beta = 70^\circ$;
- $[p]$ – допускаемое давление, $[p] = 0,3...1,5$ МПа в зависимости от сочетания материалов пары трения.

Регулировка тормоза

При регулярных осмотрах тормозов проверяют: надежность крепления деталей, правильное их взаимное положение; состояние трущихся поверхностей – на рабочей поверхности тормозного шкива не должно быть сквозных трещин, шкив не должен иметь ослабление в посадке на тормозном валу; свободные перемещения подвижных частей тормоза; плотное соприкосновение якоря с ярмом во включенном положении, так как наличие зазора между ними вызывает увеличение силы тока в катушке и ее нагрев; величину износа тормозных накладок – не более половины первоначальной толщины при равномерном износе. Тормоз должен быть защищен от попадания на тормозной шкив влаги или масла.

При работе тормоза изнашиваются тормозные накладки и шкив, что снижает надежность удержания исполнительного механизма машины при выключении привода. Нередки случаи и резкого затормаживания исполнительного механизма при включении тормоза, что приводит к появлению значительных динамических нагрузок в приводе. Поэтому в конструкции тормоза предусматривают возможность его регулировки.

Регулировка тормоза заключается в обеспечении требуемой величины тормозного момента, нормального хода якоря электромагнита (штока гидротолкателя), равномерности отхода колодок от тормозного шкива. Регулировку производят только после отключения электропитания.

Последовательность регулировки колодочного тормоза показана на примере тормоза типа ТКГ (см. рис. 1.62):

1) вращением гаек 4 тяги 3 устанавливают начальное положение штока поршня толкателя, т.е. поднимают двуплечий рычаг 1 на полную высоту хода поршня S_H ($S_H = 25...50$ мм в зависимости от марки электрогидротолкателя), а затем опускают на величину необходимого хода штока S , определяемого из расчета тормоза, и фиксируют гайками 4 в этом положении. Величина S должна быть в пределах $S \leq 0,9S_H$;

2) подняв вручную или с помощью рычага шток толкателя 14 в верхнее положение и помещая под рычаг 1 подкладку, вращением регулировочного винта 7 устанавливают с помощью шупа одинаковый отход колодок 6 в их средней части от тормозного шкива. Отход колодки от шкива должен составлять 0,4...1,0 мм в зависимости от типоразмера тормоза. Увеличение или уменьшение зазора между колодкой и шкивом осуществляют вращением гаек 4, окончательное положение колодок относительно шкива фиксируют затяжкой этих гаек. После затяжки гаек 4 из-под рычага 1 убирают подкладку, при этом колодки поджимаются к тормозному шкиву;

3) вращением установочной гайки 10 изменяют длину силовой пружины 2 так, чтобы она создала усилие, соответствующее тормозному моменту, после чего положение установочной гайки фиксируют стопорной гайкой. В заводской инструкции на тормоз приводится характеристика пружины – зависимость усилия от величины ее деформации. По величине расчетного тормозного момента определяют необходимое усилие замыкания, создаваемое пружиной, а по усилию определяют длину деформированной пружины H_1 , пользуясь ее характеристикой.

Необходимое оборудование и инструмент

1. Натурные тормоза подъемно-транспортных машин.
2. Набор гаечных ключей.
3. Измерительный инструмент: штангенциркуль и линейка.

Рекомендуемая последовательность выполнения работы

1. Ознакомиться с общей классификацией тормозных устройств и в соответствии с ней дать полную характеристику изучаемых натуральных тормозов.

2. Изучить конструкцию и принцип действия натуральных тормозов, отметить различия в конструкции натуральных и описанных выше тормозов.

3. Измерить геометрические размеры тормоза (D_T , l_1 , l_2 , l_{np} , β и др.), необходимые для его дальнейших расчетов. Величину коэффициента трения f в паре «накладка колодки–тормозной шкив» и тормозного момента T_T принять по указанию преподавателя.

4. По полученным исходным данным определить усилие на силовой (замыкающей) пружине F_{np} .

5. По известным величинам параметров пружины (d, D, H_0, z), механических характеристик материала пружины и усилия замыкания определить осадку пружины λ_1 под нагрузкой $F_1 = F_{np}$ (рис. 1.64):

$$\lambda_1 = \frac{8F_1 D^3 z}{G d^4}, \text{ мм,}$$

где D – наружный диаметр пружины, мм;

d – диаметр проволоки, мм;

z – число рабочих витков;

G – модуль упругости II рода, для стали $G = 8 \cdot 10^4$ МПа.

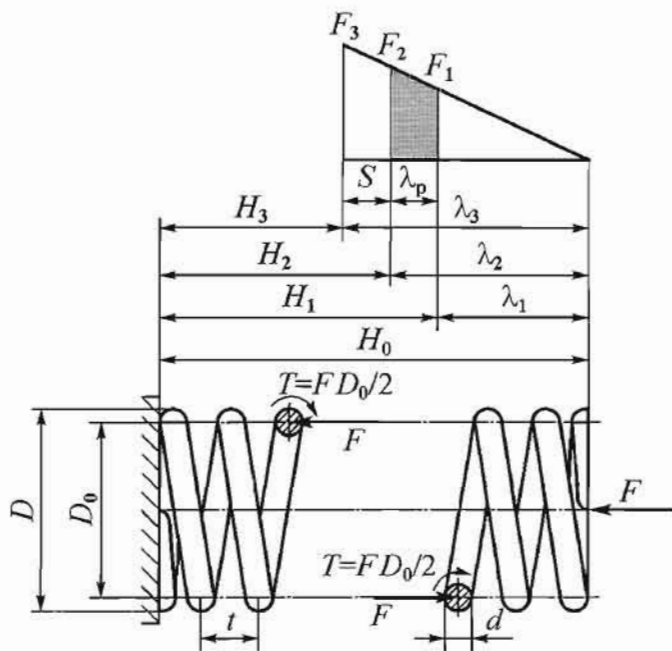


Рис. 1.64. Расчетная схема силовой пружины тормоза

6. Определить рабочую длину силовой пружины H_1 :

$$H_1 = H_0 - \lambda_1, \text{ мм,}$$

где H_0 – длина пружины в свободном (ненагруженном) состоянии, мм.

Установить на тормозе длину силовой (замыкающей) пружины, воздействуя на нее гайками 16 (см. рис. 1.61), или гайками 10 (см. рис. 1.62).

7. Провести регулировку тормоза по ранее приведенной методике.

Содержание отчета

1. Назначение тормозных устройств в подъемно-транспортных машинах.

2. Полное описание изучаемых тормозов по приведенной классификации.

3. Расчетная схема тормоза с указанием необходимых размеров и расчет усилия $F_{пр}$ замыкающей пружины.

4. Расчетная схема силовой пружины с указанием размеров и определение ее рабочей длины при действии замыкающей нагрузки $F_{пр}$.

5. Описание последовательности регулировки тормоза.

Вопросы для самоконтроля

1. С какой целью применяют тормоза в подъемно-транспортных машинах (ПТМ)?

2. Какие тормоза: нормально закрытые или нормально открытые имеют основное применение в ПТМ? Почему?

3. Какими достоинствами и недостатками обладают колодочные тормоза?

4. Перечислите основные устройства для затормаживания и растормаживания в колодочных тормозах.

5. Поясните на натурном тормозе принцип его действия и назовите основные узлы и детали.

6. Проанализируйте влияние геометрических размеров тормоза и фрикционных свойств тормозной накладкой на величину создаваемого тормозного момента.

7. С какой целью проводят регулировку тормоза, что этим обеспечивается? Следует ли по мере износа накладок дополнительно регулировать тормоз? Почему?

ЧАСТЬ II

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МОДЕЛЕЙ ПРИВОДОВ МАШИН

На базе полученных знаний по анализу конструктивных особенностей деталей и узлов машин студенты могут успешно выполнять более сложные лабораторные работы по экспериментальной оценке влияния конкретных конструктивных и компоновочных решений на выходные параметры приводов машин. Эти работы выполняются, как правило, на модельных установках приводов. Исследуются такие важные технические параметры как КПД различных типов редукторов, тяговая способность ременных передач, резонанс валов, особенности режимов работы подшипников и т.д. Выполняя эксперименты, необходимо определить характерные закономерности изменения исследуемых параметров от внешних нагрузок, условий работы, конструктивных особенностей. По результатам выполненных исследований дается оценка конструктивному совершенству испытанного узла, намечаются возможные пути его доработки и совместно с преподавателем обсуждаются наиболее эффективные направления, способствующие улучшению основных параметров приводов и их узлов, включая конструктивные, технологические и эксплуатационные мероприятия.

При проведении этого вида лабораторных работ студенты углубляют свои знания по основам и особенностям планирования и выполнения экспериментов, являющимся важной составляющей конструкторской подготовки специалиста.

Работа 2.1. Исследование влияния режимов работы привода на КПД редуктора

Цель работы

Экспериментально исследовать закономерность изменения коэффициента полезного действия (КПД) редуктора при разных режимах работы привода.

В результате выполнения работы студент

- *должен знать:*

- основные составляющие потерь мощности в редукторе, их зависимость от передаваемой нагрузки и частот вращения валов;
- устройство лабораторной установки, особенности тарировки измерительных устройств и методику проведения исследований;

- *должен уметь:*

- экспериментально определять и теоретически рассчитывать вращающие моменты на валах редуктора и по ним определять КПД на различных режимах нагружения;
- обоснованно выбирать режимы эксплуатации редуктора, обеспечивающие минимальные потери как в приводе, так и в редукторе.

Анализ потерь мощности в редукторе

Коэффициент полезного действия (КПД) редуктора есть отношение полезной мощности к затраченной:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{T_2 n_2}{T_1 n_1} = \frac{T_2}{T_1 i},$$

где P_1, P_2 – мощности на ведущем (затраченная) и на ведомом (полезная) валах редуктора, Вт;

T_1, T_2 – вращающие моменты на ведущем и ведомом валах редуктора, Н·м;

ω_1, ω_2 – угловые скорости вращения ведущего и ведомого валов редуктора, рад/с;

n_1, n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого валов редуктора, мин⁻¹;

$i = 25$ – передаточное отношение исследуемого редуктора.

В свою очередь мощность потерь в редукторе, Вт:

$$P_\psi = P_1 - P_2 = P_1(1 - \eta) = P_1 \psi,$$

где ψ – коэффициент относительных потерь в редукторе,

$$\psi = 1 - \eta = \psi_3 + \psi_n + \psi_{nm} + \psi_v;$$

ψ_3 – коэффициент относительных потерь в зацеплении;

ψ_n – коэффициент относительных потерь в подшипниках;

ψ_{nm} – коэффициент относительных потерь на перемешивание масла;

ψ_v – коэффициент относительных потерь на привод вентилятора у редукторов с искусственным воздушным охлаждением.

Потери в зацеплении являются следствием чрезвычайно сложного для исследования процесса взаимодействия контактирующих поверхностей зубьев. В общем случае силы трения между зубьями зависят от шероховатости их рабочих поверхностей, режима и вида смазки, соотношения скоростей качения и скольжения в контакте и величины передаваемой полезной нагрузки.

Для зубчатых передач, нарезанных без модификации зацепления, величину коэффициента потерь в зацеплении можно приближенно определить с использованием зависимости

$$\psi_3 \approx 2,3f \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right),$$

где f – коэффициент трения скольжения в контакте сопряженных зубьев;

z_1, z_2 – числа зубьев шестерни и колеса.

В формуле знак «+» – для внешнего зацепления, знак «–» – для внутреннего зацепления.

Формула показывает, что потери сильно увеличиваются с уменьшением чисел зубьев, особенно числа зубьев шестерни.

В червячной передаче потери в зацеплении составляют основную часть потерь мощности в связи с наличием значительного относительного скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса.

В режиме полужидкостной смазки силы трения увеличиваются при уменьшении вязкости масла и скорости в зацеплении. При высоких скоростях за счет повышения несущей способности масляного клина между зубьями вступают в силу зависимости, характерные для гидродинамического режима смазки.

В исследуемых редукторах применена пластичная смазка, для которой характерен режим полусухого и сухого трения.

Потери на трение в зацеплении обычно принимают пропорциональными полезной нагрузке и относят к так называемым нагрузочным потерям.

Валы современных редукторов обычно устанавливают на подшипниках качения, для которых характерны малые *потери на трение*:

$$\psi_n = 0,005 \dots 0,010.$$

Потери на перемешивание масла растут с увеличением окружной

скорости, вязкости масла, ширины зубчатых колес и глубины их погружения в масляную ванну.

Для исследуемых редукторов в связи с использованием для смазки зацепления и подшипников пластичных смазок $\psi_{\text{пм}} = 0$.

Коэффициент относительных потерь на привод вентилятора ψ_v существенно зависит от частоты вращения валов.

Раздельное измерение составляющих потерь мощности связано с большими трудностями. Поэтому опытным путем обычно определяют суммарные потери мощности, которые характеризуют общий КПД редуктора.

Средние значения КПД зубчатых передач на подшипниках качения при номинальной нагрузке и жидкой смазке находятся в пределах $\eta = 0,97 \dots 0,98$, для открытых передач с пластичной смазкой $\eta = 0,95 \dots 0,96$.

КПД планетарных передач разных схем при номинальной нагрузке и жидкой смазке представлены в табл. 1.14.

Средние значения КПД червячных передач с жидкой смазкой при разных числах заходов червяка z_1 представлены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

КПД червячных передач с жидкой смазкой

z_1	1	2	4
i	32...63	16...32	8...16
η	0,65...0,80	0,75...0,85	0,80...0,90

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

Лабораторные установки

Для исследования влияния режимов работы привода на КПД редукторов используются:

- *лабораторная установка ДП-3К* – при исследовании шестиступенчатого цилиндрического редуктора;
- *лабораторная установка ДП-4К* – при исследовании червячного редуктора;

• лабораторная установка ДП-5К – при исследовании планетарного редуктора.

Лабораторные установки ДП-3К (рис. 2.1), ДП-4К (рис. 2.2) и ДП-5К (рис. 2.3) отличаются только конструкцией редукторов и расположением нагружающего устройства. Каждая установка включает электродвигатель 2, исследуемый редуктор 6 и нагружающее устройство 7. Передаточное отношение каждого из исследуемых редукторов $i = 25$. Ведущий и ведомый валы редуктора соединены с валом электродвигателя и валом нагружающего устройства упругими муфтами 5.

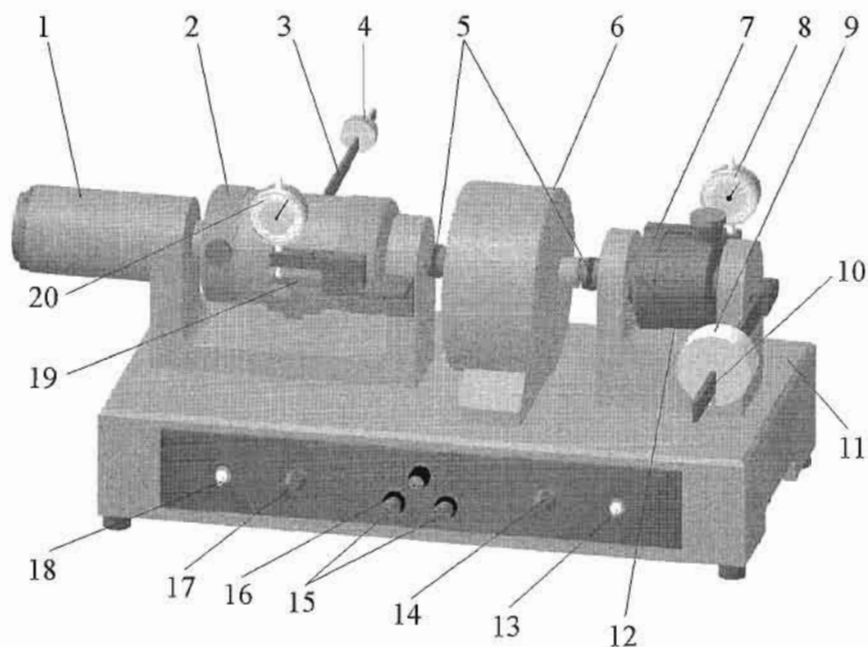


Рис 2.1. Лабораторная установка ДП-3К

Корпус электродвигателя закреплен шарнирно в двух опорах так, что ось вращения вала электродвигателя совпадает с осью поворота корпуса. От кругового вращения корпус электродвигателя удерживается плоской пружиной 19. При передаче вращающего момента от вала электродвигателя к редуктору пружина создает реактивный момент, приложенный к корпусу электродвигателя. По деформации

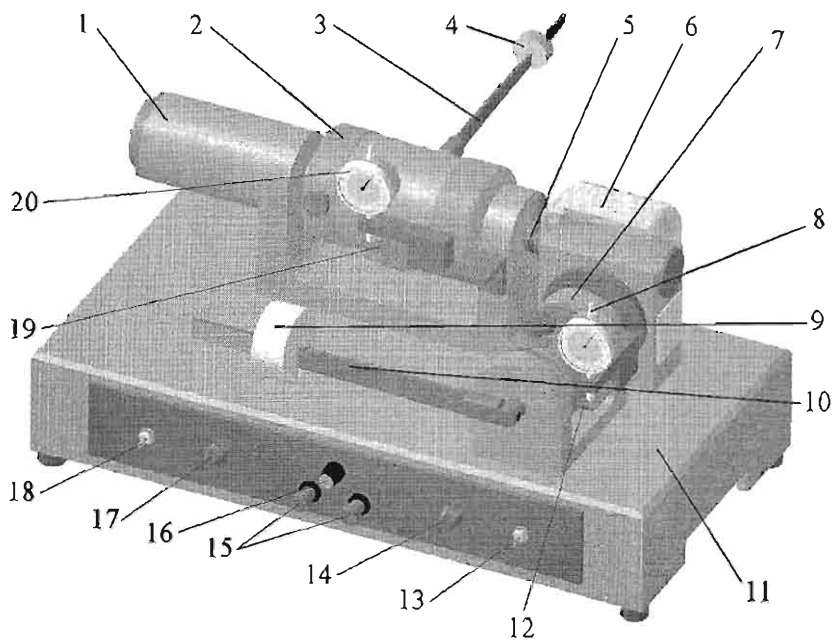


Рис 2.2. Лабораторная установка ДП-4К

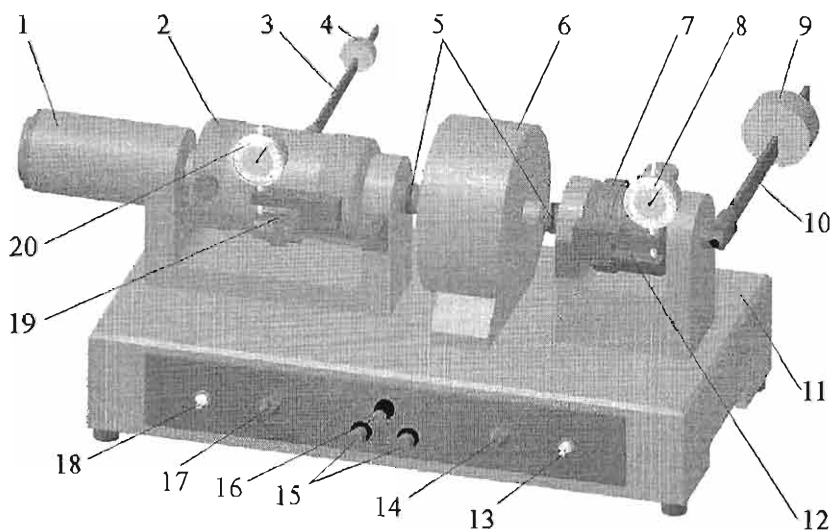


Рис 2.3. Лабораторная установка ДП-5К

пружины 19, замеряемой индикатором 20 часового типа, можно судить о величине передаваемого момента. Противоположный конец вала электродвигателя соединен с тахометром 1, регистрирующим частоту вращения вала электродвигателя, которую в процессе работы можно изменять.

Нагрузочное устройство 7 представляет собой электромагнитный порошковый тормоз. Корпус нагрузочного устройства установлен балансирно относительно основания 11 установки на двух опорах. Плоская пружина 12 удерживает корпус от кругового вращения и совместно с индикатором 8 часового типа представляет собой измерительное устройство для определения величины вращающего момента на тихоходном валу редуктора. На пульте управления установкой находятся: тумблер 18 – для включения электродвигателя; тумблер 13 – для включения нагрузочного устройства (порошкового тормоза); потенциометры 17 и 14 – для изменения частоты вращения вала электродвигателя и вращающего момента на тихоходном валу редуктора; контрольная лампочка 16, загорающаяся при включении электродвигателя, и предохранители 15.

К лабораторной установке прилагаются сменные рычаги 3 и 10 в комплекте с грузами 4 и 9 для тарировки измерительных устройств.

Тарировка измерительных устройств установки

Для тарировки измерительных устройств, регистрирующих вращающие моменты на валу электродвигателя и тормоза, на корпуса двигателя и тормоза устанавливают рычаги 3 и 10 с грузами 4 и 9.

Внимание !

- *Тарировка проводится на отключенной от электросети установке.*
- *На корпус электродвигателя устанавливают меньший рычаг и груз массой 0,1 кг.*

Груз создает относительно оси вращающий момент, равный произведению его силы тяжести на плечо. Плечо в сантиметрах указано рядом с рисками на рычаге.

При тарировке индикаторы 20 и 8 устанавливают в гнезда кронштейнов с прорезями возле электродвигателя и тормоза и закрепляют винтами так, чтобы ножки индикаторов надежно касались упругих пружин, *обеспечивая натяг 40...50 делений.*

На закрепленные рычаги устанавливают грузы на нулевую отметку, стрелки индикаторов поворотом шкалы также устанавливают на

нуль. Перемещая грузы вдоль рычагов по фиксированным отметкам, изменяют величину вращающих моментов на валах электродвигателя и тормоза и регистрируют показания индикаторов. Перед снятием показаний следует слегка постучать ладонью по плите установки для устранения вредного влияния статического сопротивления в опорах подвески электродвигателя. Результаты тарировки заносят в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Тарировка измерительных устройств

Номер замера	Электродвигатель (груз $m_1 = 0,1$ кг)			Тормоз (груз $m_2 = 1$ кг)		
	плечо l_1 , мм	момент $T_1 = m_1 g l_1$, Н·мм	показания индикатора, мм	плечо l_2 , мм	момент $T_2 = m_2 g l_2$, Н·мм	показания индикатора, мм
1	30	30		40	400	
2	60	60		80	800	
3	90	90		120	1200	
4	120	120		160	1600	
5	150	150		200	2000	
6	180	180		240	2400	
7	210	210		—	—	

Для получения стабильных результатов тарировку на каждой ступени нагружения следует проводить 2...3 раза с последующим осреднением полученных значений.

По данным табл. 2.2 строят тарировочные графики (рис. 2.4). Для удобства пользования графики строят отдельно в разном масштабе, так как вращающие моменты на валах существенно отличаются друг от друга.

Внимание !

- После тарировки тарировочные рычаги с грузами снять, а индикаторы оставить в рабочем положении.

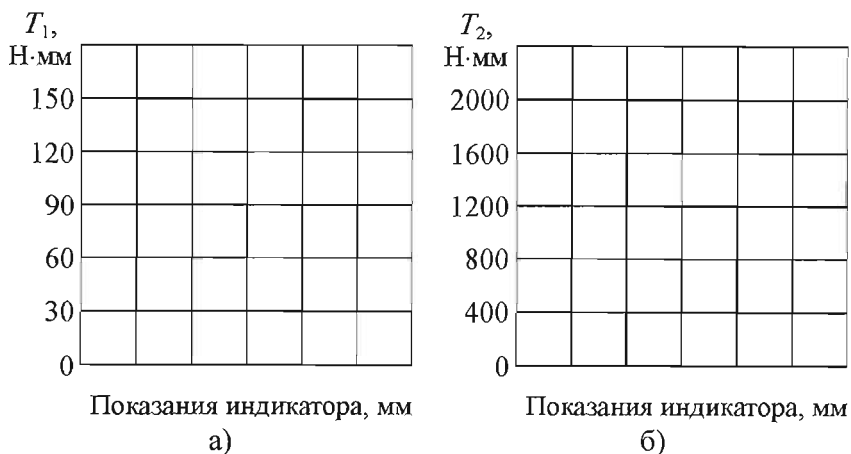


Рис. 2.4. Тарировочные графики

Необходимое оборудование и инструмент

- Лабораторная установка в комплекте с исследуемым редуктором:
 - ДП-3К – с цилиндрическим шестиступенчатым редуктором;
 - ДП-4К – с червячным редуктором;
 - ДП-5К – с планетарным редуктором.
- Два комплекта тарировочных рычагов с грузами.
- Два индикатора часового типа, отвертка.

Рекомендуемая последовательность выполнения работы

- Ознакомиться с конструкцией установки.
- Провести тарировку измерительных устройств электродвигателя и тормоза.
- Подготовить установку к работе, для чего:
 - рукоятки потенциометров 14 и 17 поворотом против часовой стрелки установить в крайнее левое положение;
 - тумблеры 13 и 18 перевести в положение «Вкл.»;
 - стрелки индикаторов установить на «0», обращая внимание на надежное касание ножки индикатора с плоской пружиной.
- Определить зависимость КПД от нагрузки на ведомом валу редуктора при постоянной частоте вращения вала электродвигателя, т.е. $\eta = f(T_2)$ при $n_1 = \text{const}$, для чего:

- установить рукояткой потенциометра 17 по показанию тахометра 1 одну из частот вращения вала электродвигателя (по указанию преподавателя) из ряда: 700, 900, 1100, 1300, 1500 мин⁻¹;
- проверить установку индикаторов на «0»;
- поворотом рукоятки потенциометра 14 задать последовательно 5...6 значений вращающего момента T_2 на ведомом валу редуктора. Ступени нагрузки желательно выбирать одинаковыми, для чего диапазон показаний индикатора 8 (см. табл. 2.2) разбить на равные части. При каждом значении нагрузки T_2 следует подрегулировать частоту вращения вала электродвигателя до заданной, после чего снять показания обоих индикаторов;
- по показаниям индикаторов с помощью тарировочных коэффициентов или графиков (см. рис. 2.4) определить нагрузки T_1 и T_2 на ведущем и ведомом валах редуктора. Результаты занести в табл. 2.3;
- по данным табл. 2.3 построить график $\eta = f(T_2)$ при $n_1 = \text{const}$ (рис. 2.5, а).

Таблица 2.3

Результаты исследования редуктора при $n_1 = \text{const}$

Номер замера	Нагрузка T_1		Нагрузка T_2		Расчет $\eta = \frac{T_2}{T_1 i}$
	показания индикатора, мм	величина нагрузки, Н·мм	показания индикатора, мм	величина нагрузки, Н·мм	
1					
2					
3					
4					
5					
6					

5. Определить зависимость КПД редуктора от частоты вращения ведущего вала при постоянной нагрузке на ведомом валу, т.е. $\eta = f(n_1)$ при $T_2 = \text{const}$, для чего:

- проверить установку индикаторов на «0»;

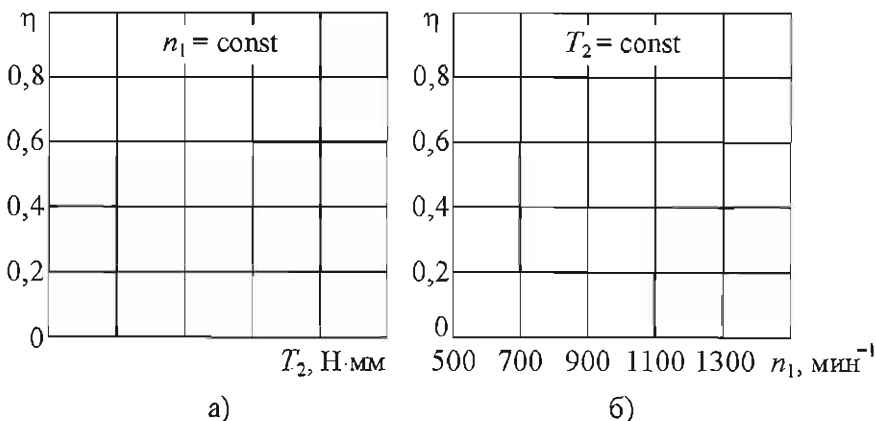


Рис. 2.5. Зависимость КПД редуктора от режимов нагружения привода:

а) $\eta = f(T_2)$ при $n_1 = \text{const}$; б) $\eta = f(n_1)$ при $T_2 = \text{const}$

– установить рукояткой потенциометра 14 нагрузку $T_2 = \text{const}$ из ряда: 500, 1000, 1500, 2000 Н·мм – пользуясь тарировочным графиком (см. рис. 2.4, б);

– установить рукояткой потенциометра 17 последовательно 5...6 значений частоты вращения вала двигателя n_1 : 700, 900, 1100, 1300 и 1500 мин^{-1} и снять при каждой частоте показания индикатора 20 на валу электродвигателя, поддерживая при этом постоянную нагрузку на ведомом валу редуктора;

– по показаниям индикатора 20 с помощью тарировочного коэффициента или графика (см. рис. 2.4, б) определить нагрузку на ведущем валу T_1 и результаты занести в табл. 2.4;

– по данным табл. 2.4 построить график $\eta = f(n_1)$ при $T_2 = \text{const}$ (рис. 2.5, б).

Анализ результатов и содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Основные теоретические положения проводимого эксперимента.
3. Краткое описание особенностей работы установки.
4. Результаты тарировки и эксперимента (см. табл. 2.2–2.4 и рис. 2.4, 2.5).

5. Выводы о влиянии нагрузки и частоты вращения валов на КПД редуктора.

Таблица 2.4

Результаты исследования редуктора при $T_2 = \text{const}$

Номер замера	n_1 , мин ⁻¹	Нагрузка T_1		Нагрузка T_2		Расчет $\eta = \frac{T_2}{T_1 i}$
		показания индикатора, мм	величина нагрузки, Н·мм	показания индикатора, мм	величина нагрузки, Н·мм	
1						
2						
3						
4						
5						
6						

Вопросы для самоконтроля

1. Приведите, формулы, по которым можно определить КПД редуктора.
2. Назовите основные причины потери мощности в редукторе.
3. Как изменяется КПД редуктора с увеличением числа его ступеней?
4. Почему корпус электродвигателя поворачивается при вращении его вала под нагрузкой?
5. Почему для тарировки электродвигателя используется малый рычаг с грузом 1 Н, а для тарировки тормоза – большой рычаг с грузом 10 Н?
6. Как будет изменяться КПД редуктора при уменьшении нагрузки T_2 ?
7. Чему равно значение КПД редуктора при нагрузке $T_2 = 0$? Почему?

Работа 2.2. Исследование тяговой способности ременных передач

Цель работы

1. Экспериментально установить зависимость коэффициента упругого скольжения и коэффициента полезного действия ременной передачи от конструкции ремня, начального его натяжения и величины внешней нагрузки.

2. Определить режимы рационального нагружения ременных передач.

В результате выполнения работы студент

• *должен знать:*

- конструкцию и принципы работы ременных передач;
- силовые и кинематические зависимости, характеризующие работу ременной передачи;
- назначение и методику построения кривых скольжения и КПД;
- особенности испытания ременных передач и пути повышения их тяговой способности;

• *должен уметь:*

- методически грамотно проводить испытания тяговой способности ременных передач;
- анализировать причины изменения тяговой способности передачи;
- обосновывать принимаемые проектные решения, направленные на повышение тяговой способности и эксплуатационной надежности ременных передач.

Краткие теоретические сведения

Ременная передача содержит ведущий шкив 1 и ведомый шкив 3, охватываемые гибким ремнем 2 (рис. 2.6). Она предназначена для передачи механической энергии в кинематической цепи от двигателя к исполнительному механизму, как правило, с изменением частоты вращения и вращающего момента (нагрузки).

Нагрузка передается силами трения, что обеспечивается предварительным натяжением ремня.

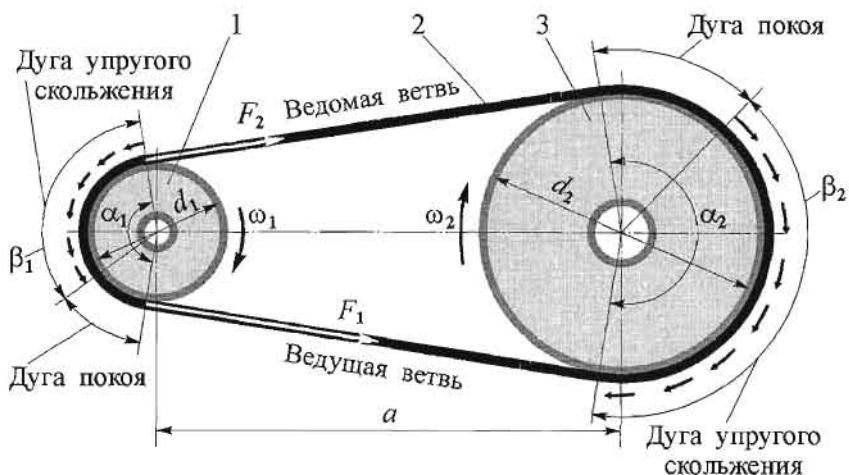


Рис. 2.6 Схема ременной передачи и упругое скольжение ремня

Достоинства ременных передач:

- простота конструкции;
- плавность работы;
- возможность передачи движения на значительные расстояния.

Недостатки ременных передач:

- большие габариты;
- низкая тяговая способность;
- низкая долговечность;
- большие нагрузки на валы и опоры;
- небольшое передаточное отношение, оптимальное значение $i = 2 \dots 4$;
- отсутствие жесткой кинематической связи.

По форме поперечного сечения ремни различают: плоские, клиновые, поликлиновые и круглые.

Особую группу составляют ременные передачи с зубчатым ремнем, являющиеся *передачами зацеплением* гибкой связью.

Ветвь, набегающая на ведущий шкив, является ведущей, сбегающая с него – ведомой.

В состоянии покоя каждая ветвь нагружена одинаковой силой начального натяжения F_0 . Это усилие натяжения ремня практически сохраняется и при холостом ходе передачи, т.к. относительные потери $(1 - \eta)$ незначительны.

Под нагрузкой натяжение ветвей ремня перераспределяется: ведущая ветвь дополнительно натягивается до значения F_1 , а ведомая ветвь при этом разгружается от начального натяжения до величины F_2 . Сумма натяжений ветвей под нагрузкой сохраняется, т.е. $F_1 + F_2 = 2F_0$, а разность натяжений ветвей равна окружной силе $F_t = F_1 - F_2$.

Окружная сила F_t на шкивах, Н,

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1},$$

где T_1 – вращающий момент на ведущем шкиве, Н·мм;

d_1 – диаметр ведущего шкива, мм.

Из анализа приведенных зависимостей следует, что с увеличением усилия предварительного натяжения ремня окружное усилие и нагрузочная способность передачи возрастают.

Наличие разных усилий в ведущей и ведомой ветвях F_1 и F_2 является причиной разных напряжений σ_1 и σ_2 , относительных деформаций в ветвях ремня ε_1 и ε_2 и появления упругого скольжения ε ремня на шкивах работающей передачи:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}, \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A}, \quad \varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E}, \quad \varepsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E},$$

$$\sigma_1 > \sigma_2, \quad \varepsilon_1 > \varepsilon_2, \quad \varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2,$$

где A – площадь поперечного сечения ремня, мм²;

E – модуль упругости материала ремня, МПа.

Физический процесс взаимодействия ремня со шкивом достаточно сложный, и поэтому выбор рациональных режимов работы ременной передачи проводится, как правило, расчетно-экспериментальным методом.

В работающей ременной передаче упругое скольжение ремня на шкивах происходит в зонах упругого скольжения, ограниченных углами β_1 и β_2 (см. рис. 2.6). С увеличением нагрузки значения этих углов возрастают, достигая предельных значений, равных углам обхвата ремнем шкивов, т.е. $\beta_{1\max} = \alpha_1$ и $\beta_{2\max} = \alpha_2$.

В качестве критерия оценки рациональных режимов эксплуатации ременной передачи используют:

- коэффициент упругого скольжения

$$\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = 1 - \frac{d_2 n_2}{d_1 n_1}, \quad (2.1)$$

где V_1, V_2 – соответственно окружные скорости ведущего и ведомого шкивов, м/с;

n_1, n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого шкивов, мин⁻¹;

d_1, d_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм;

- коэффициент полезного действия

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1 i} = \frac{T_2 n_2}{T_1 n_1}, \quad (2.2)$$

где P_1, P_2 – мощность на ведущем и ведомом шкивах, Вт;

T_2 – вращающий момент на ведомом шкиве, Н·мм;

i – передаточное отношение передачи.

Эффективность сцепления ремня со шкивом обусловлена многими факторами: типом и конструкцией ремня, величиной начального натяжения ремня, материалом и состоянием взаимодействующих поверхностей и т.д. Оценивается тяговая способность передачи коэффициентом тяги

$$\varphi = \frac{F_1 - F_2}{2F_0} = \frac{F_t}{2F_0}, \quad (2.3)$$

который наглядно показывает, какая часть начального натяжения ремня используется для передачи полезной окружной силы.

По результатам расчетно-экспериментальной оценки тяговой способности передачи строят графики кривых скольжения и КПД (рис. 2.7).

Кривые скольжения строят по данным, полученным экспериментально для конкретного конструктивного исполнения передачи: при заданном начальном натяжении ремня F_0 повышают полезную окружную силу F_t (или момент T_2), вычисляя при фиксированном значении F_t по формуле (2.3) коэффициент тяги φ , экспериментально измеряют нагрузку на валах T_1, T_2 и частоты вращения валов n_1, n_2 и по формулам (2.1) и (2.2) определяют коэффициент упругого скольжения и КПД передачи.

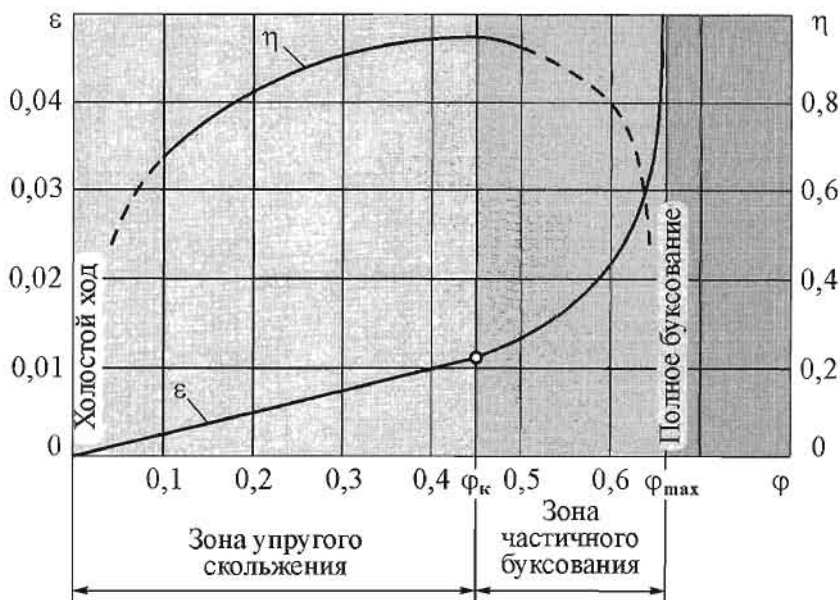


Рис. 2.7. Кривые скольжения и КПД

До некоторого критического значения коэффициента тяги φ_k скольжение ремня вызывается его упругими деформациями, которые согласно закону Гука пропорциональны нагрузке (зона упругого скольжения ремня по шкивам), и кривая скольжения имеет соответственно прямолинейный участок. При дальнейшем увеличении нагрузки появляется частичное буксование ремня по шкивам, прямая пропорциональность нарушается, кривая скольжения резко поднимается вверх, и при некотором предельном значении коэффициента тяги φ_{\max} наступает полное буксование ремня на одном из шкивов.

С увеличением нагрузки КПД передачи вначале растёт вследствие незначительного влияния потерь на холостом ходу, достигает максимума при критическом значении коэффициента тяги φ_k , затем резко снижается в связи с дополнительными потерями на буксование ремня.

Кривые скольжения и КПД показывают, что рационально работать следует в зоне критических значений коэффициента тяги, где наиболее высокий КПД. Переход за критическое значение коэффициента тяги допустим только при кратковременных перегрузках, так как работа передачи в этой зоне связана с повышенным износом ремня.

Отношение $\frac{\varphi_{max}}{\varphi_k}$ характеризует способность ременной передачи к перегрузкам.

Устройство и работа лабораторной установки

Лабораторная работа проводится на установке ДП-2К (рис. 2.8).

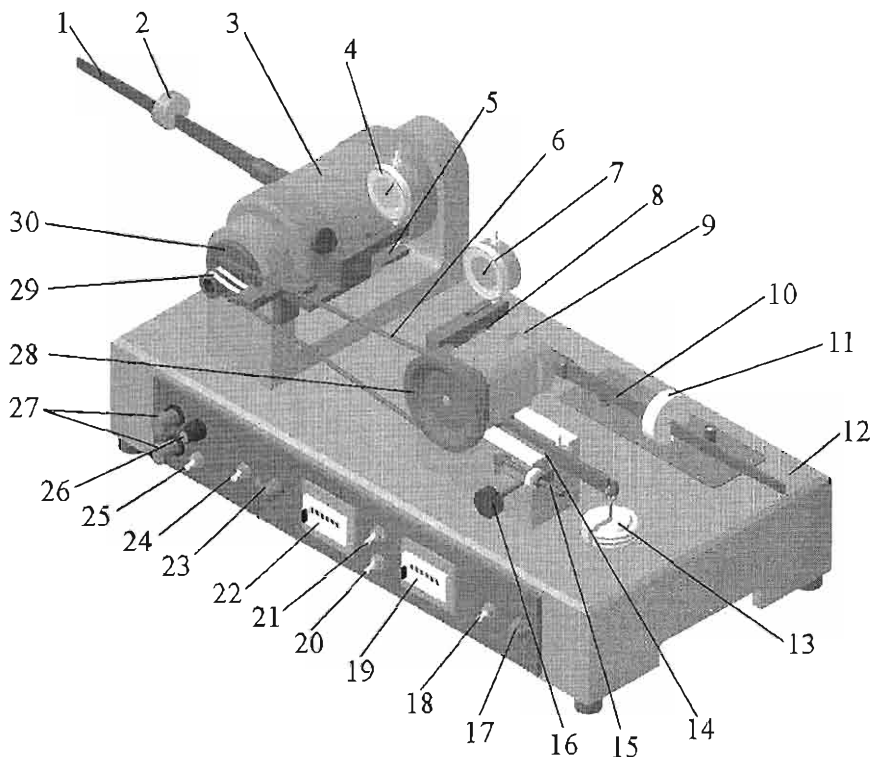


Рис. 2.8. Лабораторная установка ДП-2К

На литом основании 12 балансирно установлены электродвигатель 3 и нагрузочное устройство (электромагнитный порошковый тормоз) 9. На валу электродвигателя закреплен ведущий шкив 30, на валу нагрузочного устройства – ведомый шкив 28, охватываемые ремнем 6. С целью обеспечения натяжения ремня нагрузочное устройство снабжено ползуном 14, позволяющим перемещать ведомый шкив.

Комплект грузов 13 посредством рычажной системы создает момент относительно оси, вмонтированной в ползун 14, в результате чего ведомый шкив вместе с нагрузочным устройством могут перемещаться в направлении от ведущего шкива, создавая тем самым необходимое начальное натяжение ремня при выбранном межосевом расстоянии.

Винт 15 обеспечивает перемещение ползуна 14 в пределах 30 мм, за счет чего происходит изменение межосевого расстояния ременной передачи. Винт 16 фиксирует ползун в направляющих при выбранном начальном натяжении ремня.

Измерительные устройства, регистрирующие величину вращающих моментов на валах электродвигателя и нагрузочного устройства, состоят из плоских пружин 5 и 8 и индикаторов 4 и 7.

На ведущем и ведомом валах расположены коллекторы 29 контактных устройств, позволявших с помощью счетчиков 22 и 19 регистрировать количество оборотов ведущего и ведомого валов за любой отрезок времени.

На панели прибора установлены: выключатель 25 питания установки, выключатель 24 электродвигателя, регулятор 23 частоты вращения электродвигателя, счетчики 22 и 19 количества оборотов ведущего и ведомого валов, выключатель 21 счетчиков, переключатель 20 сигналов с контактных устройств на счетчики или на осциллограф, выключатель 18 цепи возбуждения нагрузочного устройства и регулятор 17 тока возбуждения нагрузочного устройства.

С левой стороны панели установлены предохранители 27 и сигнальная лампочка 26 включения установки в сеть. С противоположной стороны панели выведен кабель с вилкой для подключения прибора к источнику питания. Имеются установки с питанием от сети переменного тока напряжением 220 В и с питанием от сети постоянного тока напряжением 110 В. В последнем случае установка подключается в сеть через выпрямитель.

На верхней части основания справа установлена панель с клеммами для подключения к осциллографу цепей тензометрических датчиков, наклеенных на плоские пружины и контактных устройств ведущего и ведомого шкивов.

К лабораторной установке прилагаются сменные рычаги 1 и 10 в комплекте с грузами 2 и 11 для тарировки измерительных устройств.

Тарировка измерительных устройств установки

Тарировка выполняется для оценки величины вращающих моментов T_1 и T_2 на ведущем и ведомом шкивах по показаниям индикаторов 4 и 7. Для тарировки датчиков измерительных систем используются одинаковые съемные рычаги 1 и 10, которые закрепляются на кронштейнах электродвигателя и тормозного устройства, и грузы 2 и 11 массой соответственно 0,1 кг и 0,2 кг.

Внимание !

- *Тарировку проводить на отключенной от электросети установке.*
- *На корпус электродвигателя устанавливать груз массой 0,1 кг.*

Груз создает вращающий момент, равный произведению его силы тяжести на плечо. Плечо от оси вращения до центра масс груза указано на рычаге в сантиметрах.

При тарировке установить индикаторы 4 и 7 в гнезда кронштейнов и закрепить их винтами в таком положении, чтобы ножка индикатора касалась плоской пружины, *обеспечивая натяг 40...50 делений*. Закрепить тарировочные рычаги 1 и 10 соответственно на кронштейнах электродвигателя 3 и нагрузочного устройства 9, установить на них соответствующие грузы 2 (массой 100 г) и 11 (массой 200 г) на нулевую отметку и установить на нуль стрелки индикаторов 4 и 7 вращением шкалы. Перемещая грузы вдоль рычагов по фиксированным отметкам, зарегистрировать показания индикаторов 4 и 7.

Для устранения вредного влияния статического сопротивления в опорах подвески электродвигателя и нагрузочного устройства и повышения точности тарировки рекомендуется перед снятием показаний индикаторов слабыми ударами ладони по плите вызвать вибрацию установки до получения стабильных показаний индикаторов.

Результаты тарировки занести в табл. 2.5, и определить расчетом тарировочные коэффициенты.

Для повышения достоверности данных тарировку следует повторить не менее трех раз с последующим осреднением результатов на каждом режиме нагружения.

По данным табл. 2.5 построить тарировочные графики (рис. 2.9). Каждый график удобнее строить отдельно в разном масштабе.

Внимание !

- *После тарировки тарировочные рычаги с грузами снять, а индикаторы оставить в рабочем положении.*

Таблица 2.5

Тарировка измерительных устройств

Номер замера	Электродвигатель (груз $m_1 = 0,1$ кг)			Тормоз (груз $m_2 = 0,2$ кг)		
	плечо l_1 , мм	момент $T_1 = m_1 \cdot g \cdot l_1$, Н·мм	показания индикатора, мм	плечо l_2 , мм	момент $T_2 = m_2 \cdot g \cdot l_2$, Н·мм	показания индикатора, мм
1	30	30		30	60	
2	60	60		60	120	
3	90	90		90	180	
4	120	120		120	240	
5	150	150		150	300	
6	180	180		180	360	



Рис. 2.9. Тарировочные графики

Необходимое оборудование и инструмент

1. Лабораторная установка ДП-2К в комплекте с исследуемой ременной передачей.
2. Два комплекта тарировочных рычагов с грузами.
3. Два индикатора часового типа с ценой деления 0,01 мм.
4. Штангенциркуль, отвертка.

Рекомендуемая последовательность выполнения работы

1. Ознакомиться с конструкцией установки и особенностями испытываемой ременной передачи.
2. Уяснить основные теоретические зависимости в ременных передачах.
3. Провести тарировку измерительных устройств электродвигателя и тормоза установки.
4. Вычислить величину начального натяжения ремня по формуле

$$F_0 = \frac{G b}{2 h \cos \gamma},$$

где F_0 – сила начального натяжения ремня, Н;

$G = m_r g$ – сила тяжести сменных грузов; расчет провести при грузах 0,9 Н (масса $m_r = 90$ г), 1,8 Н (масса $m_r = 180$ г) и 2,7 Н (масса $m_r = 270$ г);

b, h – плечи рычажной системы натяжного устройства ползуна от оси шарнира соответственно до точки подвеса сменных грузов 13 и до оси ведомого шкива 28, мм;

$\gamma = 2 \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a}$ – угол между ведущей и ведомой ветвями передачи;

a – межосевое расстояние передачи, мм.

Справочные данные для расчетов приведены в табл. 2.6. Межосевое расстояние передачи следует измерить штангенциркулем или линейкой.

Таблица 2.6

Справочные данные, мм

b	h	Вариант сборки (задается преподавателем)			
		1		2	
		d_1	d_2	d_1	d_2
165	55	65	65	30	90

5. Создать начальное натяжение ремня одним грузом 13 массой 90 г, ослабив винт 16, фиксирующий ползун 14 в направляющих, и винтом 15 совместить риски на рычаге и ползуне. После натяжения ремня затянуть винт 16.

6. Подготовить установку к работе:

– вращая рукоятки потенциометров 23 и 17 против часовой стрелки до упора, установить минимальную частоту вращения электродвигателя и снять нагрузку с тормозного устройства;

– включить тумблеры «Сеть», «Двигатель», «Нагрузка», «Счетчик»;

– установить индикаторы на «0»;

– установить потенциометром 23 частоту вращения двигателя в пределах $300 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$, что можно оценить с помощью счетчика 22 и секундомера по числу оборотов за одну минуту. Заданную частоту поддерживать в течение всего опыта с отклонением не более $\pm 30 \%$.

7. Экспериментально определить зависимость упругого скольжения и КПД ременной передачи от нагрузки на ведомом валу. Для этого потенциометром 17 по индикатору 7 согласно табл. 2.5 или рис. 2.9 установить последовательно шесть значений момента T_2 на ведомом валу в диапазоне от 60 до 360 Н·мм. Для каждого значения момента T_2 зафиксировать показания индикатора 4 на ведущем валу, затем с помощью тарировочного графика (см. рис. 2.9) определить величину момента T_1 .

При каждом значении момента T_2 определить частоты вращения валов с помощью счетчиков 19 и 22 и секундомера по числу оборотов за одну минуту. Результаты испытания занести в табл. 2.7.

По формулам (2.1) и (2.2) при каждой нагрузке вычислить коэффициент упругого скольжения и КПД передачи и занести результаты расчета в табл. 2.7.

8. Включить тумблеры «Двигатель» и «Нагрузка». Повторить опыт по п.п. 4...7 при натяжении ремня грузами массой 180 г и 270 г.

9. По данным табл. 2.7 построить графики зависимостей:

$$\varepsilon = f(T_2), \quad \eta = f(T_2)$$

при трех значениях начального натяжения ремня F_0 (рис. 2.10).

Анализ результатов и содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Схема ременной передачи (рис. 2.6).
3. Результаты тарировки и эксперимента (см. табл. 2.5, 2.7 и рис. 2.9, 2.10).

4. Основные теоретические положения и зависимости для вычисления коэффициента упругого скольжения и КПД ременной передачи.

5. Анализ влияния нагрузки и величины начального натяжения ремня на коэффициент упругого скольжения и КПД передачи.

6. Определение режимов рационального нагружения передачи.

7. Выводы и заключение по работе.

Таблица 2.7

Результаты испытания ременной передачи

$d_1 = \text{ мм}, d_2 = \text{ мм}, a = \text{ мм}$								
Начальное натяжение ремня, Н	Ведущий вал		Ведомый вал		$n_1, \text{ мин}^{-1}$	$n_2, \text{ мин}^{-1}$	ε	η
	показания индикатора, мм	момент $T_1, \text{ Н}\cdot\text{мм}$	показания индикатора, мм	момент $T_2, \text{ Н}\cdot\text{мм}$				
$F_0 =$ при $G = 0,9 \text{ Н}$				60				
				120				
				180				
				240				
				300				
				360				
$F_0 =$ при $G = 1,8 \text{ Н}$				60				
				120				
				180				
				240				
				300				
				360				
$F_0 =$ при $G = 2,7 \text{ Н}$				60				
				120				
				180				
				240				
				300				
				360				

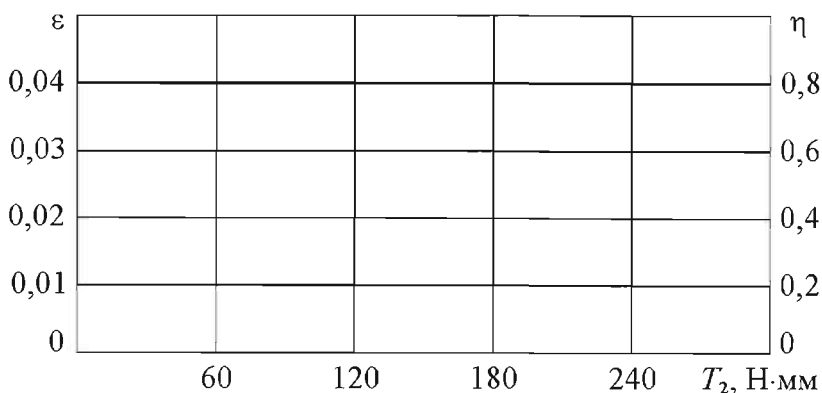


Рис. 2.10. Зависимость ε и η от режимов нагружения передачи

Вопросы для самоконтроля

1. Укажите назначение, достоинства и недостатки ременных передач.
2. Какие профили ремней применяют в машиностроении?
3. С какой целью и какими способами создают начальное натяжение ремня?
4. Где целесообразнее поставить ременную передачу: между двигателем и редуктором или между редуктором и исполнительным механизмом? Почему?
5. Какие параметры ременной передачи оказывают влияние на её тяговую способность?
6. Поясните физический смысл коэффициента тяги ременной передачи.
7. Какие физические процессы характеризуют режим упругого скольжения ремня на шкивах?
8. Что понимают под кривыми скольжения и КПД ременной передачи?
9. В каких координатах и для какой цели строят кривые скольжения и КПД?
10. Предложите наиболее эффективные конструктивные мероприятия для увеличения тяговой способности ременной передачи.

Работа 2.3. Исследование резонанса валов при различных режимах нагружения

Цель работы

Исследовать явление резонанса при поперечных колебаниях вращающегося вала с насаженными на него деталями при различных режимах нагружения и жесткости.

В результате выполнения работы студент

- *должен знать*:
 - основы теории поперечных колебаний валов;
 - влияние основных параметров колебательной системы, включающей вал с опорами и насаженную на него деталь, на критическую частоту вращения вала, при которой наступает явление резонанса;
- *должен уметь*:
 - экспериментально и расчетным путем определять критическую частоту вращения вала;
 - предотвращать явления резонанса в процессе проектирования реальных конструкций машин и узлов.

Краткие теоретические сведения

Валы и оси предназначены для поддержания насаженных на них деталей (зубчатые колеса, шкивы, звездочки и др.) и передачи нагрузки от них на опоры. Валы в отличие от осей нагружены не только изгибающими, но и крутящими моментами. Оси крутящий момент не передают.

Вал с насаженными на него деталями, опоры и другие связанные с ними узлы машин представляют собой сложную механическую колебательную систему. Валы могут подвергаться продольным, поперечным и крутильным колебаниям.

Наиболее распространенным является случай поперечных (изгибных) колебаний вала, возникающих в результате периодических изменений поперечных сил, несбалансированности системы, а также из-за неизбежных погрешностей конструктивного и технологического характера. Возмущающими силами, выводящими вал из положения равновесия, являются силы инерции от неуравновешенности вращающихся деталей; частота воздействия этих сил равна частоте вращения вала. Восстанавливающими силами являются силы упругости вала.

Малые вынужденные колебания валов около положения равнове-

сия становятся опасными при совпадении или кратности частоты вращения вала (частоты возмущающих сил) с частотой собственных колебаний системы. При этом резко возрастает амплитуда колебаний вала, а напряжения в любом сечении вала определяются уже не внешней нагрузкой (силами тяжести, силами в передачах), а силами инерции вращающихся масс. Это явление называется *резонансом* и представляет большую опасность для прочности вала и конструкции в целом. Частота вращения вала, при которой наступает резонанс, называется *критической* и рассчитывается по формуле

$$n_k = 60v, \text{ мин}^{-1}, \quad (2.4)$$

где v – основная частота собственных поперечных колебаний вала, Гц (с^{-1}).

Сложность расчета колебаний любой механической системы определяется, главным образом, числом степеней свободы. Вал с насаженными на него деталями содержит бесконечное число материальных точек и, следовательно, имеет бесконечное число степеней свободы. Состояние такой системы может быть описано с помощью дифференциальных уравнений в частных производных.

При решении практических задач систему с непрерывным распределением параметров приближенно заменяют системой с дискретным распределением параметров, имеющей конечное число степеней свободы: свободные участки вала считают невесомыми, но деформируемыми, насаженные на вал детали, деформации которых малы, считают абсолютно твердыми телами – материальными точками. Основная частота собственных поперечных (изгибных) колебаний такой многомассовой системы может быть определена по формуле

$$v = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{10^3 g \cdot \frac{\sum (m_i y_i)}{\sum (m_i y_i^2)}},$$

где g – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$;

m_i – массы насаженных на вал деталей, включающие массу отдельных участков вала, кг;

y_i – статические прогибы вала от всей нагрузки в сечениях центров масс m_i с учетом упругих перемещений в опорах, мм.

В простейшем случае вал с насаженным диском (колесом) представляют в виде невесомой упругой балки, шарнирно закрепленной в жестких опорах с одной сосредоточенной массой, включающей массу диска и вала (рис. 2.11).

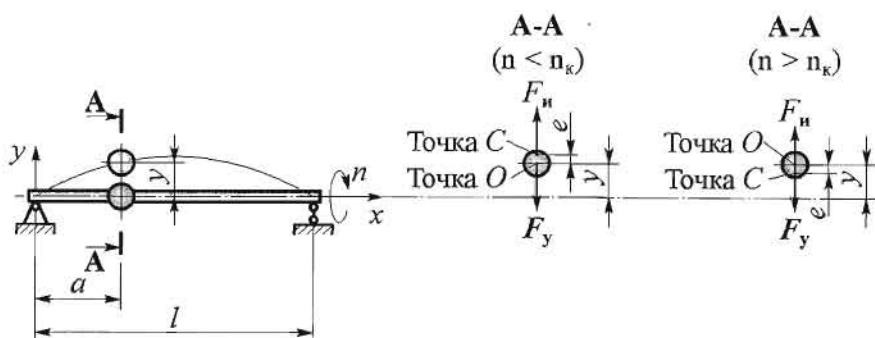


Рис. 2.11. Расчетная схема вала

Основная частота собственных поперечных (изгибных) колебаний вала в этом случае равна:

$$v = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{10^3 g}{y_c}}, \quad (2.5)$$

где y_c – статический прогиб вала в сечении центра сосредоточенной массы m от силы тяжести, определяемый обычными методами сопротивления материалов,

$$y_c = \frac{mga^2(l-a)^2}{3EJl}; \quad (2.6)$$

a – расстояние от центра масс точки C до левой опоры, мм;

l – расстояние между опорами, мм;

E – модуль упругости материала вала, МПа;

J – осевой момент инерции сечения вала, мм⁴.

Анализ приведенных формул показывает, что исследуемая зависимость критической частоты вращения вала имеет вид:

$$n_k = f(m, a, l).$$

При произвольной частоте вращения вала и наличии эксцентриситета e центра масс точки C диска относительно геометрической оси вала, проходящей через точку O (см. рис. 2.11, сечение А-А при $n < n_k$) центр масс будет вращаться по окружности радиуса

$$R = y + e,$$

где y – прогиб вала в сечении центра сосредоточенной массы m при угловой скорости вала ω , мм;

ω – угловая скорость вала, рад/с;

e – эксцентриситет центра масс, мм.

Сила инерции вращающейся массы $F_{и} = 10^{-3} m \omega^2 (y + e)$ уравновешивается силой упругости вала $F_y = cy$,

где c – жесткость вала, Н/мм.

Отсюда

$$\omega = \sqrt{\frac{10^3 c}{m \left(1 + \frac{e}{y}\right)}}, \text{ рад/с.}$$

При резонансе амплитуда колебаний вала y стремится к бесконечности, и критическая угловая скорость вала будет равна

$$\omega_k = \sqrt{\frac{10^3 c}{m}}.$$

Если выразить жесткость вала через статический прогиб y_c под действием силы тяжести его массы: $c = mg/y_c$, то нетрудно заметить, что критическая угловая скорость вала связана с основной частотой его собственных поперечных (изгибных) колебаний зависимостью

$$\omega_k = \sqrt{\frac{10^3 g}{y_c}} = 2\pi\nu.$$

Прогиб вала можно выразить через его критическую частоту вращения:

$$y = \left| \frac{e}{\left(\frac{n_k}{n}\right)^2 - 1} \right|.$$

Из последней формулы видно, что с увеличением частоты n вращения вала при $n < n_k$ (докритический режим) прогиб y вала возрастает и при $n = n_k$ стремится к бесконечности (рис. 2.12).

При дальнейшем увеличении частоты вращения при $n > n_k$ (закритический режим) прогиб y вала уменьшается и асимптотически приближается к величине эксцентриситета e , т.к. центр масс точка C

диска будет расположен ближе к оси вращения, чем геометрическая ось вала, проходящая через точку O (см. рис. 2.11, сечение А-А при $n < n_k$). Следует заметить, что действительный прогиб вала при резонансе ($n = n_k$) принимает конечное значение из-за наличия трения и конструктивных ограничений (в подшипниках опор и др.). Однако по соображениям безопасности стремятся применять в конструкциях жесткие валы, для которых назначают $n \leq 0,7 n_k$.

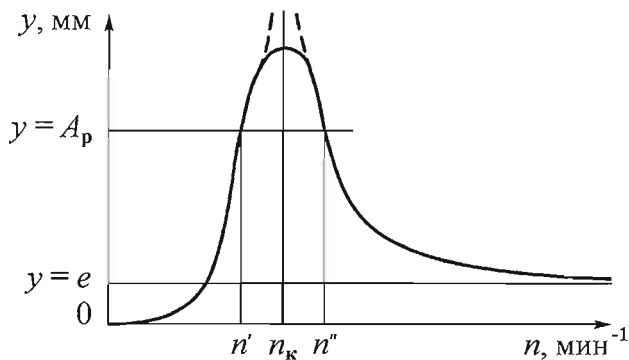


Рис. 2.12. Зависимость прогиба вала от частоты вращения

Быстроходные валы турбин и других агрегатов могут работать и в закритической области, но для прохождения через критические частоты опоры таких валов должны иметь демпфирующие устройства для гашения колебаний. В этом случае рабочую частоту вращения вала обычно назначают $n \geq 1,3 n_k$.

Лабораторная установка

Резонанс валов исследуют на лабораторной установке ДМ-36М (рис. 2.13). Исследуемый вал 28 установлен в опорах 19 и 25, представляющих собой двухрядные сферические шарикоподшипники. На валу с помощью цангового зажима 27 с гайкой и контргайкой закреплен диск 30, на который слева и справа навинчены дополнительные кольцевые грузы 21. Вращение к валу передается от электродвигателя 17 через муфту 18.

Расстояние между опорами вала изменяют перемещением правой опоры 25 и контролируют по разметке на направляющей опоры. Для доступа к правой опоре необходимо сдвинуть влево до упора крышки

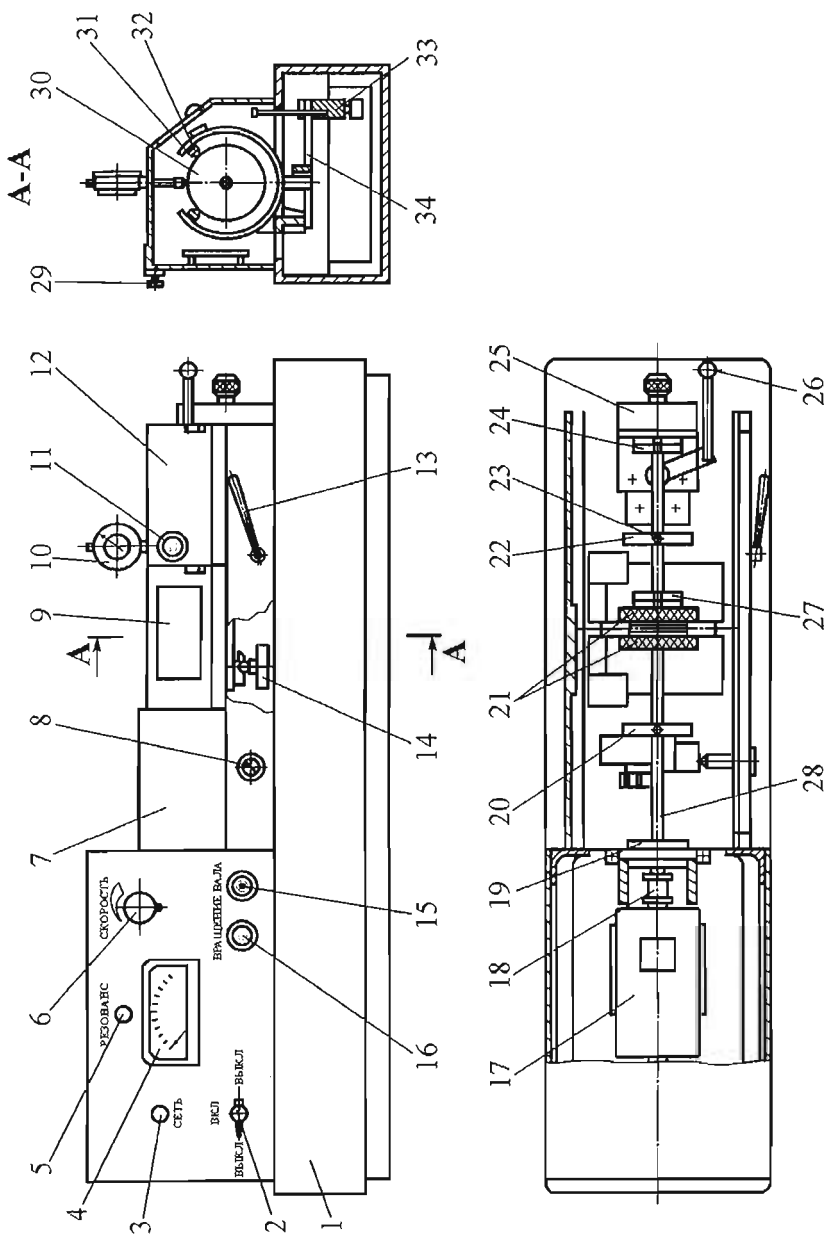


Рис. 2.13. Лабораторная установка ДМ-36М

9 и 12. Опору фиксируют в направляющей поворотом рукоятки 26 против часовой стрелки.

Расстояние между диском 30 и левой опорой 19 изменяют перемещением диска вдоль вала и контролируют по разметке на внутренней стенке кожуха 7. Для перемещения диска вдоль вала необходимо с помощью накидных гаечных ключей ослабить шлицевые гайки цангового зажима 27. После установки диска в нужное положение гайки цангового зажима следует закрепить.

Массу m диска 30 изменяют путем установки на нем необходимого количества кольцевых грузов 21. Кольцевые грузы наворачивают на резьбовую часть диска. Для предотвращения самоотвинчивания дисков при работе *левый диск имеет правую резьбу, правый диск – левую резьбу*, что необходимо учесть при навинчивании дисков.

Снятые с диска кольцевые грузы укладывают в специальные карманы, расположенные на корпусе 1 по обе стороны диска. Дополнительный дисбаланс диска создают винтом 23, ввертываемым в одно из колец 21. В нерабочем состоянии винт ввинчен в один из кронштейнов 20 или 22.

Установка имеет специальное устройство для определения упругого статического прогиба вала u_c . Устройство состоит из разрезного кольца 31 с упорами 32, рычага 34 и груза 33. Нажав на рукоятку 13, совмещают разрезное кольцо 31 с кольцевой канавкой диска 30, наблюдая через смотровое окно 11. Отпустив рукоятку 13, вал нагружают статическим усилием, прогиб от которого измеряют по шкале индикатора 10 часового типа с ценой деления 0,01 мм.

Индикатор предварительно устанавливают в крышке 12 и фиксируют винтом 29. Ножка индикатора должна проходить через отверстие в крышке 12 и упираться в кольцевую канавку диска 30 *с натягом 3...5 делений*. Перед замером прогиба (при нажатой рукоятке 13) индикатор устанавливают на нуль поворотом шкалы. После измерения прогиба следует снять индикатор, нажать на рукоятку 13 и отодвинуть кольцо 31 влево или вправо до совмещения с пазом в нижней части корпуса.

Внимание !

- *Во избежание поломки ножки индикатора перемещать крышку 12 только со снятым индикатором.*

Перед включением установки необходимо сдвинуть вправо до упора крышки 9 и 12. При этом отключается блокировочное устройство 14 двигателя. Установку подключают к сети переменного тока

напряжением 220 В шнуром с вилкой. Питание включают поворотом по часовой стрелке выключателя 2, расположенного на панели управления. При этом загорается лампа 3 «Сеть». Электродвигатель запускают кнопкой 15, отключают кнопкой 16. Частоту вращения исследуемого вала регулируют ручкой 6 реостата и измеряют с помощью гальванометра 4.

Амплитуда колебаний вала ограничивается двумя кронштейнами 20 и 22 с полиэтиленовыми втулками, охватывающими вал. На левом кронштейне расположено сигнальное устройство. При достижении валом критической частоты вращения замыкаются контакты устройства и загорается лампа 5, сигнализирующая о резонансе. Зазор между валом и контактным устройством при необходимости регулируют винтом 8.

Контакты сигнального устройства настроены на определенную амплитуду A_p колебаний вала. Поэтому при резонансе сигнальная лампа загорается при частоте n' и гаснет при частоте n'' вращения вала (см. рис. 2.12). Критическая частота n_k вращения вала находится приблизительно посередине указанного интервала:

$$n_k = (n' + n'')/2. \quad (2.7)$$

Необходимое оборудование и инструмент

1. Лабораторная установка ДМ-36М.
2. Индикатор часового типа с длинной ножкой.
3. Два накидных гаечных ключа для шлицевых гаек, отвертка.

Рекомендуемая последовательность выполнения работы

1. Задать условия возмущения согласно табл. 2.8. Исследовать зависимость критической частоты n_k вращения вала от сосредоточенной массы m на валу при разном фиксированном расстоянии a между диском и левой опорой. Расстояние l между опорами принять фиксированным по указанию преподавателя, установив одно из значений по отметке на направляющей правой опоры: $l = 500; 525; 550$ мм.

2. Определить статический прогиб вала y_c расчетным путем по формуле (2.6) и экспериментально:

$$y_c = y_n m/m_3,$$

Таблица 2.8

Условия проведения эксперимента

Вариант	l , мм	a , мм	Количество грузов на диске	Наличие дисбаланса на диске
1	По указанию преподавателя из ряда 500; 525; 550	250	0	нет
2			1	нет
3			2	нет
4			2	<i>есть</i>
5		275	0	нет
6			1	нет
7			2	нет
8			2	<i>есть</i>
9		300	0	нет
10			1	нет
11			2	нет
12			2	<i>есть</i>

где u_n – прогиб вала, измеренный по шкале индикатора при нагружении с помощью нагрузочного устройства, мм;

m_3 – масса нагрузочного устройства, кг;

m – сосредоточенная масса на валу, кг,

$$m = m_1 + m_2 z_g;$$

m_1 – масса диска и приведенная масса вала, кг;

m_2 – масса кольцевого груза, кг;

z_g – количество навинченных на диск кольцевых грузов.

Справочные данные для расчетов приведены в табл. 2.9.

Сравнить результаты расчета и эксперимента: значительные расхождения свидетельствуют об ошибке в расчете или в эксперименте.

3. Определить критическую частоту вращения вала, при которой наступает резонанс, расчетным путем по формулам (2.4) и (2.5) и экспериментально. При экспериментальном исследовании зарегистрировать частоту n' вращения вала при наступлении резонанса (загорает-

ся лампа 5 «Резонанс») и частоту n'' вращения вала при выходе из резонанса (тухнет лампа 5 «Резонанс») – (см. рис. 2.12). Критическую частоту вращения вала определить по формуле (2.7). Повторить опыт 2...3 раза до получения стабильных результатов.

Таблица 2.9

Справочные данные

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Величина
Приведенная масса диска и вала	m_1	кг	1,96
Масса кольцевого груза	m_2	кг	0,34
Масса нагрузочного устройства	m_3	кг	8,83
Диаметр вала	d	мм	12
Осей момент инерции сечения вала	$J = \pi d^4 / 64$	мм ⁴	1020
Модуль упругости материала вала (сталь)	E	МПа	$2,15 \cdot 10^5$
Ускорение свободного падения	g	м/с ²	9,81

Сравнить критические частоты n_k вращения вала, полученные расчетом и экспериментально. Значительные расхождения (свыше 10...15%) свидетельствуют об ошибке в расчете или в эксперименте.

Анализ результатов и содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Причины возникновения резонанса и расчетная схема вала.
3. Формулы для расчета статического прогиба и критической частоты вращения вала с пояснениями.
4. Табл. 2.10 с результатами исследований резонанса валов по вариантам.

5. Графики зависимости критической частоты вращения вала от сосредоточенной массы m при фиксированных значениях a и l (рис. 2.14).

Таблица 2.10

Результаты исследований резонанса валов при $l = \dots$ мм

Вариант по табл. 2.8	Расчет		Эксперимент				
	U_c , мм	n_k , мин ⁻¹	U_{II} , мм	U_c , мм	n' , мин ⁻¹	n'' , мин ⁻¹	n_k , мин ⁻¹
1							
2							
...							

6. Выводы о влиянии каждой переменной на критическую частоту вращения вала. Предложения по снижению опасности резонанса.

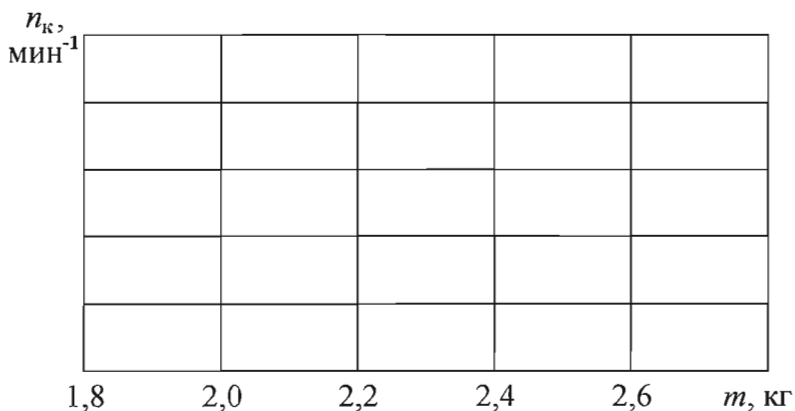


Рис. 2.14. Зависимость критической частоты вращения вала от сосредоточенной массы m на валу при $l = \dots$:
 кривая 1 – $a = 250$ мм; кривая 2 – $a = 275$ мм; кривая 3 – $a = 300$ мм

Вопросы для самоконтроля

1. Сформулируйте причины возникновения поперечных колебаний и резонанса валов.
2. Почему амплитуда колебаний при резонансе не устремляется в бесконечность?
3. Дайте определения и поясните графически понятия *докритическая* и *закритическая* частоты вращения вала.
4. Каким образом можно предотвратить резонансные явления валов?
5. Каким образом можно уменьшить амплитуду колебаний вала в докритической и в закритической областях частот вращения вала?
6. Как зависит критическая частота вращения вала от расстояния между опорами вала? Почему?
7. Как зависит критическая частота вращения вала от положения диска на валу? Почему?
8. Как зависит критическая частота вращения вала от массы диска на валу? Почему?
9. Ведущий шкив ременной передачи установлен на валу электродвигателя. Как на этапе проектирования ременной передачи уменьшить амплитуду колебаний вала электродвигателя?
10. В цилиндрическом двухступенчатом редукторе быстроходный вал соединен с валом электродвигателя упругой муфтой. Надо ли проверять быстроходный вал редуктора на отсутствие резонансных явлений? Почему?

Работа 2.4. Исследование триботехнических характеристик подшипников скольжения

Цель работы

Экспериментально определить триботехнические характеристики подшипников скольжения:

- момент трения и коэффициент трения;
- зависимости этих характеристик от материалов пары трения, величины радиальной и осевой нагрузок на подшипник, от скорости скольжения на рабочих поверхностях.

В результате выполнения работы студент

- *должен знать:*
 - основные триботехнические характеристики подшипников;
 - устройство и работу лабораторной установки;
- *должен уметь:*
 - определять и анализировать геометрические и технические параметры подшипников скольжения с различными парами трения.

Краткие теоретические сведения

Подшипники скольжения – это опоры вращающихся деталей, работающие в условиях скольжения поверхности цапфы (шипа вала, пяты) относительно поверхности подшипника.

По направлению воспринимаемых нагрузок подшипники скольжения подразделяют на радиальные, воспринимающие радиальные нагрузки, и упорные (подпятники), воспринимающие осевые нагрузки; совмещенные опоры воспринимают нагрузки обоих направлений – и радиальные и осевые.

Для снижения износа подшипники смазывают жидкой, пластичной, газовой или твердой (типа графит) смазками. Применяют с этой же целью самосмазывающиеся материалы, в частности, на основе антифрикционных полимеров.

Конструктивно подшипники скольжения, как правило, включают корпус, вкладыш, а также смазывающие и защитные устройства. Корпуса подшипников изготавливают цельными или разъемными из чугуна, стали, реже – из других материалов. Вкладыши в виде втулок – цельных или из двух половин – изготавливают из материалов с высокими триботехническими характеристиками: низким и стабильным

коэффициентом трения, высокой износостойкостью, хорошей прирабатываемостью и др., которые характерны для сплавов цветных металлов (баббит, бронза, латунь), а также для антифрикционного чугуна, самосмазывающихся полимеров (полиамида, углепластиков) и т.д.

Подшипники скольжения, смазываемые пластичной смазкой (исследуемые в настоящей лабораторной работе), могут эффективно работать при ограниченных нагрузочно-скоростных параметрах (давлении p , скорости скольжения V и параметре « pV »). В момент пуска, т.е. начала движения, коэффициент трения (статический) в подшипнике превышает по величине коэффициент трения при установившемся движении (динамический). В момент остановки привода выбег вала (т.е. вращение по инерции) незначителен вследствие повышенных сопротивлений на трение по сравнению с подшипниками качения.

Момент сопротивления вращению вследствие трения в подшипниках характеризует энергетические потери в приводе, тепловую напряженность опоры вращающегося вала, влияет на показатели износа подшипника и цапфы вала. В свою очередь, на величину момента и коэффициента трения оказывают влияние многие факторы, основными из которых является: материал подшипника, величина радиальной и осевой нагрузок, скорость скольжения, вид и способ подачи смазочного материала, шероховатость трущихся поверхностей и др.

Устройство и работа лабораторной установки

При исследовании триботехнических характеристик подшипников скольжения используется лабораторная установка ДП-16А, схема и устройство которой приведены на рис. 2.15.

На корпусе 1 установлена плита 2, которую можно поворачивать вокруг оси 5 от 0 до 90° с фиксацией положения через 15°. На поворотной плите 2 смонтирована механическая часть установки, включающая приводной электродвигатель 4, ременную передачу 3 и опорное устройство 6 рабочего вала 7. К торцу рабочего вала 7 привинчена ось 10, на которую насажена втулка испытываемого подшипника 8 с грузом 11. Втулка зафиксирована на оси винтом 9 с буртом, ввинченным в ось. Ось 10 вращается вместе с рабочим валом, а подшипник 8 с грузом 11 не вращаются.

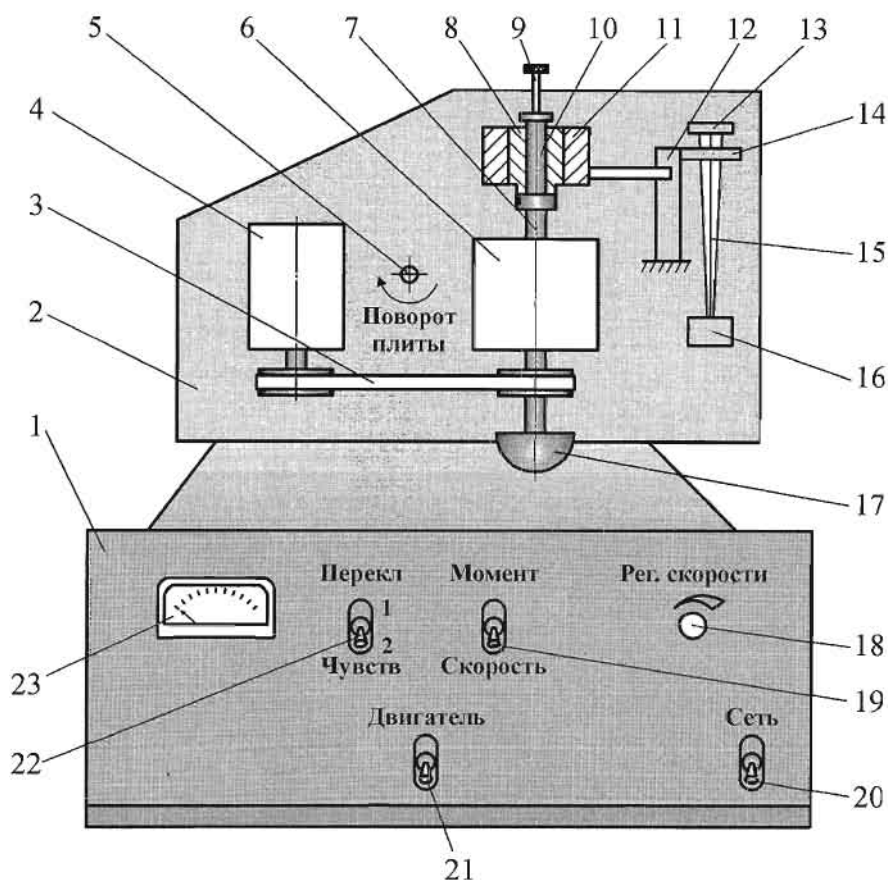


Рис. 2.15. Лабораторная установка ДП-16А

Грузом 11 создается радиальная, осевая или комбинированная нагрузка на подшипник за счет различного наклона оси подшипника к вертикали (на схеме положение оси вертикальное). Подшипник с грузом под действием момента трения своим поводком воздействует на плоскую измерительную пружину 12, деформация которой пропорциональна величине момента трения. В соответствии с деформацией пружины, соединенной со шторкой 14, изменяется падающий на фотодиод 13 световой поток 15 от осветителя 16.

Ток фотодиода измеряется микроамперметром 23, показания которого в мкА переводят по тарировочному графику (рис. 2.16) в единицы момента трения – Н·мм. При этом тумблер 19 должен быть в по-

положении «Момент». Прибор имеет два диапазона чувствительности: положению «1» тумблера 22 соответствует меньший диапазон и большая чувствительность и точность показаний, а положению «2» – наоборот. Скорость скольжения в подшипнике измеряют путем замера скорости вращения рабочего вала подшипника тахогенератором 17, показания которого снимают с того же микроамперметра 23 после переключения тумблера 19 в положение «Скорость». Показания микроамперметра в мкА по тарировочному графику (см. рис. 2.16) переводят в мин^{-1} .

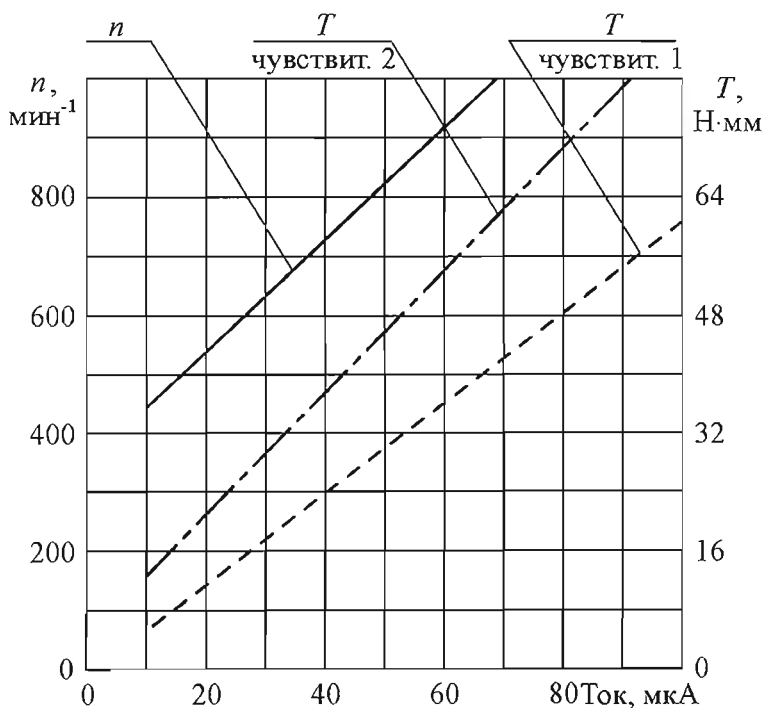


Рис. 2.16. Тарировочные графики

Технические параметры лабораторной установки:

- материалы трущейся пары: «сталь–бронза» и «сталь–чугун»;
- диаметр оси $d = 5$ и 10 мм;
- полная нагрузка $F = 10$ и 20 Н;
- изменение направления нагрузки: от осевой ($\alpha = 0^\circ$) до радиальной ($\alpha = 90^\circ$) через каждые 30° ;

- частота вращения оси $n = 400 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$;
- момент трения в подшипниках $T = 3 \dots 80 \text{ Н}\cdot\text{мм}$.

Определение коэффициента трения скольжения

Схема испытываемого подшипникового узла приведена на рис. 2.17.

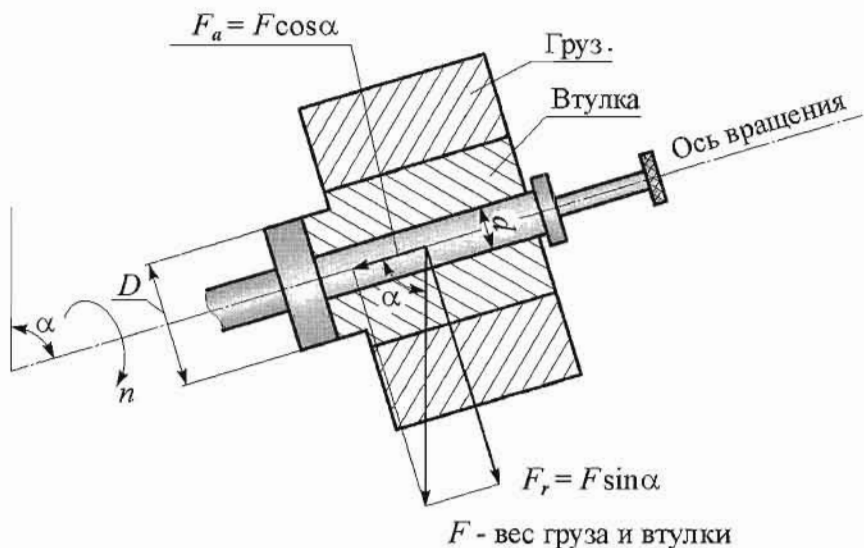


Рис. 2.17. Узел подшипника скольжения

Момент трения в подшипнике скольжения складывается из двух составляющих величин, зависящих от радиальной и осевой нагрузок:

$$T = F_r f_r \frac{d}{2} + F_a f_a \frac{d_{\text{сп}}}{2},$$

где F_r, F_a – радиальная и осевая нагрузки в опоре, Н;

f_r, f_a – коэффициенты трения соответственно на радиальной и торцевой поверхностях подшипника;

d – диаметр цапфы подшипника, мм;

$d_{\text{сп}}$ – средний диаметр торцевой части вала (пяты) с наружным D и внутренним d диаметрами подшипника, мм.

Принимая в первом приближении $f_r = f_a = f$, а также учитывая, что

$$F_r = F \sin \alpha, \quad F_a = F \cos \alpha,$$

где α – угол отклонения оси подшипника и груза от вертикали, получим формулу для приведенного коэффициента трения

$$f = \frac{2T}{F \left[d \sin \alpha + \left(\frac{D+d}{2} \right) \cos \alpha \right]}. \quad (2.8)$$

Необходимое оборудование и инструмент

1. Лабораторная установка ДП-16А.
2. Два комплекта испытываемых подшипников скольжения с грузами: диаметр подшипников 5 и 10 мм, материал вкладыша втулки – бронза или чугун, грузы массой 1 и 2 кг.
3. Штангенциркуль, отвертка.

Рекомендуемая последовательность выполнения работы

1. Ознакомиться с теоретическими положениями, описанием проводимой работы и устройством установки.

2. Подготовить установку к работе:

– включить вилку прибора в сеть *постоянного тока* напряжением 110 В, т.е. в розетку преобразователя;

Внимание!

- *Установка работает от сети постоянного тока напряжением 110 В.*

- *Включать прибор в сеть только через преобразователь.*

– тумблером 20 «Сеть» (см. рис. 2.15) подключить прибор к сети, при этом должна загореться сигнальная лампочка на панели и лампочка осветителя;

– установить тумблер 22 чувствительности микроамперметра в положение «2», а тумблер 19 – в положение «Скорость».

3. В рабочий вал 7 ввинтить сменную ось 10, на которую установить втулку 8 и закрепить ее винтом 9. Материал подшипника – по табл. 2.11 в соответствии с вариантом, задаваемым преподавателем.

Таблица 2.11

Условия испытаний

Вариант	Материал подшипника	Нагрузка F , Н	Частота вращения n , мин ⁻¹	Вариант	Материал подшипника	Нагрузка F , Н	Частота вращения n , мин ⁻¹
Диаметр подшипника $d = 5$ мм							
1	Бронза	10	400 500 600	5	Чугун	10	400 500 600
2	Бронза	10	800 900 1000	6	Чугун	10	800 900 1000
3	Бронза	20	400 500 600	7	Чугун	20	400 500 600
4	Бронза	20	800 900 1000	8	Чугун	20	800 900 1000
Диаметр подшипника $d = 10$ мм							
1	Бронза	10	400 500 600	5	Чугун	10	400 500 600
2	Бронза	10	800 900 1000	6	Чугун	10	800 900 1000
3	Бронза	20	400 500 600	7	Чугун	20	400 500 600
4	Бронза	20	800 900 1000	8	Чугун	20	800 900 1000

На втулку 8 установить груз 11 и зафиксировать его стопорным винтом 9. Поводок груза ввести в седловину измерительной пружины.

4. Тумблером 21 включить двигатель. Регулятором скорости 18 согласно тарифовочному графику (см. рис. 2.16) и показаниям микроамперметра установить требуемую частоту вращения вала (см. табл. 2.11) в соответствии с заданным преподавателем вариантом.

5. Тумблер 19 установить в положение «*Момент*» и по показанию микроамперметра, пользуясь тарифовочным графиком (см. рис. 2.16), определить момент трения в подшипнике. При недостаточной чувствительности микроамперметра тумблер 22 перевести в положение «1».

6. Меняя угол α наклона оси вращения рабочего вала от 0 до 90° с шагом 30°, замерить момент трения в четырех положениях оси.

7. Размеры подшипника d и D замерить штангенциркулем.

8. Результаты испытаний занести в табл. 2.12; коэффициент трения рассчитать по формуле (2.8).

9. Выключить установку, отсоединить от сети, снять испытываемые подшипники.

10. Оформить отчет и защитить работу.

Анализ результатов и содержание отчета

1. Название и цель работы.

2. Конструктивная схема испытываемого подшипника скольжения (см. рис. 2.17) и краткое описание проводимых исследований.

3. Расчетная формула для вычисления коэффициента трения с пояснениями.

4. Результаты исследования (табл. 2.12).

5. Графики зависимостей момента трения и коэффициента трения скольжения от угла α наклона оси подшипника (рис. 2.18) и от скорости скольжения $V = \pi d n / 60 \cdot 10^3$, где V измеряется в м/с, d – в мм, n – в мин⁻¹. Графики построить для двух материалов подшипника.

6. Выводы о влиянии величины радиальной и осевой нагрузок на момент и коэффициент трения (через их соотношение – по углу α наклона оси) для исследуемых подшипников.

Таблица 2.12

Результаты исследования подшипника скольжения
 Материал подшипника: ; $d = \dots$, мм; $F = \dots$, Н

№ опыта	Угол наклона α , град	Момент трения T , Н·мм, при частоте вращения n , мин ⁻¹			Коэффициент трения f при частоте вращения n , мин ⁻¹		
		$n = \dots$	$n = \dots$	$n = \dots$	$n = \dots$	$n = \dots$	$n = \dots$
1							
2							
...							

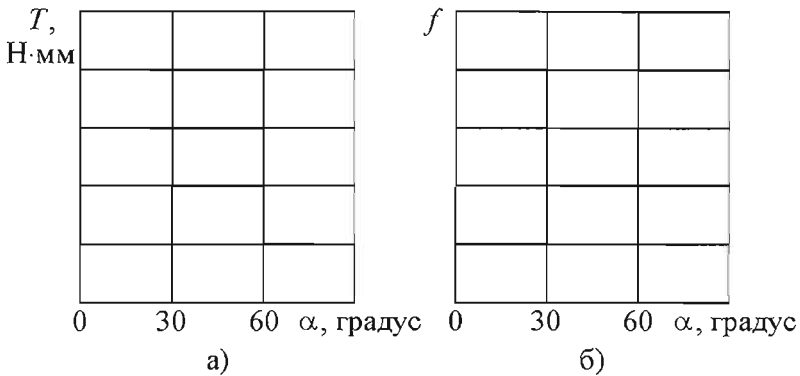


Рис. 2.18. Зависимость момента трения (а) и коэффициента трения (б) от угла наклона подшипника: кривая 1 – при $n = \dots$; кривая 2 – при $n = \dots$; кривая 3 – при $n = \dots$

Вопросы для самоконтроля

1. От каких факторов зависят момент и коэффициент трения подшипника скольжения?
2. На какие характеристики опоры вращающегося вала влияют показатели трения?
3. Устройство и принцип работы лабораторной установки.
4. Поясните расчетные зависимости для силы, момента и коэффициента трения.
5. Какова роль смазочного материала при работе подшипника?
6. Какие материалы называют антифрикционными? .

Работа 2.5. Исследование потерь в подшипниках качения при различных режимах работы

Цель работы

Экспериментально определить условный момент трения и условный коэффициент трения в подшипниках качения и их зависимость от нагрузки и наличия смазки в опорах качения.

В результате выполнения работы студент

- *должен знать:*
 - причины потерь в подшипниках качения и факторы, определяющие их величину;
 - методику измерения условного момента трения на лабораторной установке;
 - устройство и особенности работы лабораторной установки;
- *должен уметь:*
 - обоснованно назначать режимы работы опор качения в процессе проектирования.

Краткие теоретические сведения

Общее сопротивление вращению в подшипниках качения является комплексной величиной, состоящей из большого количества компонентов: потерь на упругую деформацию контактирующих тел, трения между телами качения, кольцами и сепаратором, сопротивления смазочного слоя и т.д. Причем абсолютные величины указанных потерь, в свою очередь, зависят от параметров нагрузки на подшипник, температурного режима, качества изготовления подшипника, сорта смазки и т.д. Поэтому расчетное определение момента трения в подшипниках весьма сложно, носит приближенный характер и требует, как правило, экспериментального подтверждения.

Интегральную величину сопротивления вращению принято записывать в виде момента трения, приведенного к внутреннему диаметру подшипника,

$$T = F f_{\text{np}} \frac{d}{2}, \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

где F – результирующая нагрузка на подшипник,

$$F = \sqrt{F_r^2 + F_a^2};$$

F_r, F_a – соответственно радиальная и осевая составляющие нагрузки, Н;

d – внутренний диаметр подшипника, мм;

$f_{пр}$ – приведенный коэффициент трения.

Под $f_{пр}$ понимают такой условный коэффициент трения скольжения, который имел бы место, если подшипник качения заменить подшипником скольжения с таким же сопротивлением вращению.

Величина $f_{пр}$ для некоторых подшипников качения, работающих при средних допустимых нагрузках, приведена в табл. 2.13.

Таблица 2.13

Приведенный коэффициент трения подшипников качения

Тип подшипника	$f_{пр}$
Шариковый радиальный	0,0015...0,0020
Шариковый радиально-упорный	0,0020...0,0025
Шариковый упорный	0,0025...0,0035
Роликовый радиально-упорный	0,0035...0,0050
Игольчатый	0,0050...0,0100

Приведенный коэффициент трения позволяет сравнить подшипники качения и подшипники скольжения (рис. 2.19, а). В условиях пуска при умеренных скоростях вращения потери на трение шарикового и роликового подшипников ниже потерь в эквивалентном радиальном подшипнике скольжения. С увеличением окружной скорости сопротивление в подшипнике качения увеличиваются гораздо быстрее, чем в хорошо спроектированном радиальном подшипнике скольжения, т.к. в этом случае резко возрастают динамические явления, связанные, в первую очередь, с качеством изготовления подшипников: отклонениями геометрической формы тел качения и колец, зазорами, шероховатостью контактирующих поверхностей и т.д.

Экспериментально установлено, что с увеличением нагрузки на подшипник (в пределах допустимых норм) приведенный коэффициент трения несколько снижается (рис. 2.19, б).

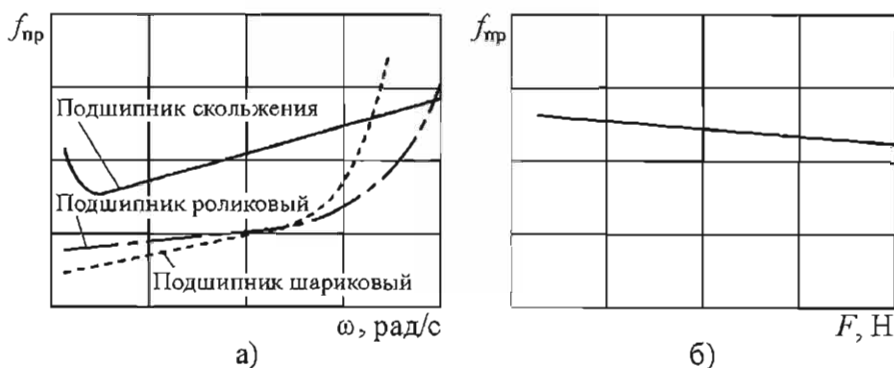


Рис. 2.19. Зависимость приведенного коэффициента трения:
 а) от угловой скорости ω ; б) от нагрузки F

Устройство и работа лабораторной установки

Принцип работы установки для замера момента трения в подшипниках качения основан на методе уравнивания момента трения дополнительным моментом от внешних сил, по величине которого и определяют момент трения в подшипнике.

Кинематическая схема установки ДМ-23М приведена на рис. 2.20.

Конструкция позволяет создать замкнутую систему сил, т.е. усилие, создаваемое винтовым нагрузочным устройством 3, установленным в корпусе головки, через внутренние подшипники 2 передается на вал шпинделя 1 и нагружает наружные подшипники 12, размещенные в корпусе головки 6. Поэтому усилие на винтовом нагрузочном устройстве не создает дополнительную консольную нагрузку на вал шпинделя 1, а замыкается на корпусе головки.

Уровень масла в головке можно изменять с помощью смазывающего устройства 9, закрепленного на корпусе установки.

Для измерения температуры масла предусмотрен термометр 8.

На валу шпинделя 1 установлена съемная головка 6, в которой размещены испытываемые подшипники – внутренние 2 и наружные 12. Наружные кольца подшипников 12 установлены в корпусе головки. Наружные кольца подшипников 2 размещены в обойме 7, соединенной через динамометрическую скобу 5 с винтовым нагрузочным устройством 3.

Величину нагрузки на подшипники определяют по показаниям стрелочного индикатора 4, тарировочный график которого закреплен на корпусе установки.

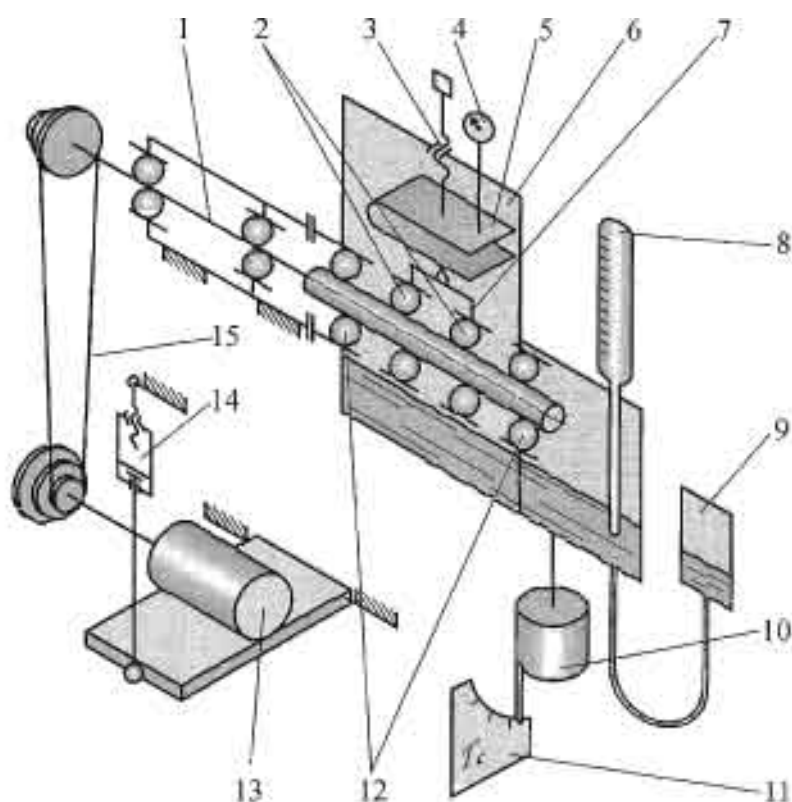


Рис. 2.20. Схема установки ДМ-23М

Привод шпинделя состоит из электродвигателя 13, установленного на качающейся платформе, и ременной передачи 15 с натяжным устройством 14. Шкивы различного диаметра позволяют менять передаточное отношение ременной передачи.

Возникающий в подшипниках головки момент трения стремится увлечь во вращение наружные кольца подшипников и соединенный с ними корпус головки. Закрепленный на корпусе маятник с грузом 10 отклоняется на некоторый угол, величина которого пропорциональна суммарному моменту трения в подшипниках T_c . Шкала 11 протарирована в Н·м и позволяет непосредственно определить величину суммарного момента трения T_c . Разделив T_c на число подшипников в головке, получим момент трения для одного подшипника.

Конструкция испытываемой головки представлена на рис. 2.21. На валу шпинделя 9 установлена съемная головка 12, в которой размещены четыре радиальных шарикоподшипника 10 № 208 по ГОСТ 8338-75, момент трения в которых необходимо определить. Внутренние кольца всех подшипников насажены на промежуточную втулку, установленную на вал шпинделя и фиксируемую шариковым фиксатором 6. Внешние кольца наружных подшипников установлены в головке 12, а внутренних подшипников – в обойме 11. Винт 1 нагрузочного устройства шарнирно воздействует на внутренние подшипники через динамометрическую скобу 2 и обойму 11. Уровень масла в головке контролируют через смотровое окно 5, температуру масла – термометром 3, закрепленным на головке винтом 4. Полость головки соединена с масляной ванной шлангом 7. Головка уравновешена грузом 8.

Необходимое оборудование и инструмент

1. Лабораторная установка ДМ-23М в комплекте с исследуемыми подшипниками качения.
2. Индикатор часового типа с ценой деления 0,01 мм, отвертка.

Рекомендуемая последовательность выполнения работы

1. Изучить конструкцию установки (см. рис. 2.20, 2.21). Проверить фиксацию головки на валу шпинделя. Шариковый фиксатор должен исключать возможность перемещения головки вдоль вала шпинделя.

2. Провести испытание подшипников без смазки, для этого смазочное устройство 9 (см. рис. 2.20) закрепить на нижней штыревой опоре.

3. Испытываемые подшипники должны быть разгружены, а силоизмерительное устройство установлено на нуль, для чего необходимо выполнить следующее:

– отвернуть винт 1 нагрузочного устройства (см. рис. 2.21) до свободного вращения, свидетельствующего о том, что контакт винта с динамометрической скобой 2 отсутствует;

– установить индикатор в гнездо головки так, чтобы ножка индикатора упиралась в динамометрическую скобу, а стрелка индикатора переместилась *на 20...30 делений*, после чего индикатор зафиксировать в головке винтом;

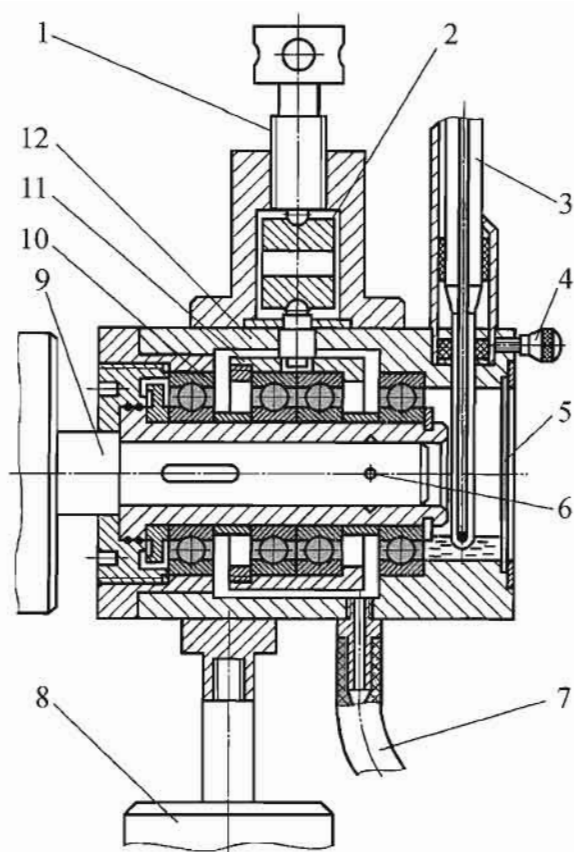


Рис. 2.21. Конструкция испытываемой головки

– завернуть винт 1 нагрузочного устройства до упора в динамометрическую скобу, при этом стрелка индикатора должна переместиться на 1...2 деления;

– установить шкалу индикатора на нуль.

Таким образом, в системах нагружения и измерения выбраны все зазоры, а незначительной предварительной нагрузкой можно пренебречь и принять её равной нулю.

4. Включить установку нажатием кнопки «Пуск» и дать проработать 3...4 минуты, после чего по отклонению стрелки индикатора определить величину суммарного момента трения T_c в подшипниках головки. Результат занести в табл. 2.14.

5. Увеличивая нагрузку ступенями по 500 Н, определить момент трения в подшипниках T_c на каждой ступени. Перед определением T_c установка должна проработать не менее 10 с. Результаты занести в табл. 2.14.

Таблица 2.14

Результаты эксперимента

Условия эксперимента	Нагрузка на подшипники, $F, Н$	Суммарный момент $T_c, Н\cdot мм$			Приведенный коэффициент трения, $f_{пр}$
		нагружение	разгрузка	среднее	
Без смазки	0				
	500				
	1000				
	...				
Со смазкой	0				
	500				
	1000				
	...				

6. Достигнув максимальной нагрузки, следует повторить эксперимент в обратной последовательности, ступенчато уменьшая нагрузку.

Внимание !

- *Величину максимальной нагрузки задает преподаватель. Превышение максимальной нагрузки может привести к разрушению конструкции.*

7. Повторением эксперимента, описанного выше, определить влияние смазки на зависимость момента трения в подшипниках T_c от нагрузки; при этом смазочное устройство установить на верхней штыревой опоре, а уровень масла в головке контролировать через смотровое окно. Результаты эксперимента занести в табл. 2.14.

8. Для каждой ступени нагружения рассчитать величину приведенного коэффициента трения по формуле

$$f_{пр} = \frac{2T_c}{F d z_n},$$

где $d = 40$ мм – диаметр посадки подшипника на вал;

$z_n = 4$ – число подшипников в головке.

Величину T_c для каждой ступени определять как среднее арифметическое значений, полученных при нагружении и разгрузке подшипников.

Результаты расчетов занести в табл. 2.14 и построить график зависимости $f_{пр}$ от нагрузки на подшипник при наличии смазки и без неё (рис. 2.22).

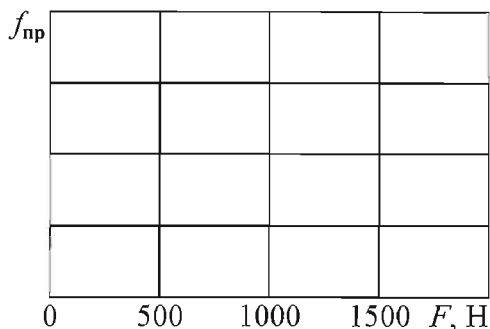


Рис. 2.22. График зависимости приведенного коэффициента трения от нагрузки на подшипник:
 кривая 1 – подшипник без смазки; кривая 2 – подшипник со смазкой

Анализ результатов и содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Краткое описание основных физических процессов при работе подшипников качения, установки и методики измерения нагрузки и суммарного момента трения T_c .
3. Таблица результатов и графики зависимости $f_{пр}$ от F .
4. Анализ результатов эксперимента и выводы по работе.

Вопросы для самоконтроля

1. В каких единицах измеряются коэффициенты трения качения и трения скольжения?
2. В каких случаях целесообразно использовать подшипники качения, а в каких – подшипники скольжения?
3. Почему с увеличением частоты вращения потери на трение в подшипнике качения возрастают?
4. Как влияет смазка на момент трения в подшипниках?

Работа 2.6. Исследование предохранительных муфт приводов

Цель работы

Изучить конструкцию и особенности регулировки предохранительных муфт по предельному моменту.

В результате выполнения работы студент

- *должен знать:*
 - назначение, конструкцию и принцип работы предохранительных муфт;
 - особенности регулировки муфт по предельному моменту;
 - основные критерии работоспособности предохранительных муфт и принципиальные особенности установки их в кинематической цепи привода;
- *должен уметь:*
 - анализировать конструктивные особенности предохранительных муфт различных типов;
 - теоретически рассчитывать и экспериментально определять, предельные значения моментов срабатывания муфт;
 - принимать обоснованные проектные решения при выборе типоразмера муфты для конкретной кинематической схемы привода.

Краткие теоретические сведения

Рабочий процесс различных машин (землеройные и дробильные машины, металлорежущие станки, оборудование для обработки металлов давлением и др.) связан с возможными перегрузками. По характеру действия перегрузки могут быть постепенно нарастающими (в результате затупления инструмента и т.п.) или динамическими.

Для защиты деталей машин от воздействия нагрузок, превышающих расчетные, служат предохранительные муфты.

По принципу работы механические предохранительные муфты разделяют на две группы:

- муфты с разрушающимся элементом (муфта со срезным штифтом и т.п.);
- муфты с неразрушающимся элементом (кулачковые, шариковые, фрикционные и т.п.).

В настоящей работе изучаются муфты последней группы. В качестве основных технических требований, предъявляемых к этим муфтам, можно отметить:

- надежность и безопасность действия;
- точность срабатывания – способность разъединять кинематическую цепь при заданном вращающем моменте;
- возможность регулировки величины предельного значения вращающего момента;
- автоматическое восстановление работоспособности после срабатывания.

Во избежание случайных выключений предохранительные муфты настраивают по предельной величине вращающего момента, при котором начинает срабатывать муфта:

$$T_{\text{пр}} = \beta T_{\text{н}},$$

где $\beta = 1,2 \dots 1,5$ – коэффициент запаса;

$T_{\text{н}}$ – номинальный (расчетный) вращающий момент (наибольший момент нагрузки, заданный графиком работы привода), Н·мм.

Графически процесс изменения величины передаваемого между валами вращающего момента при срабатывании муфт в функции угла относительного поворота полу муфт показан на рис. 2.23.

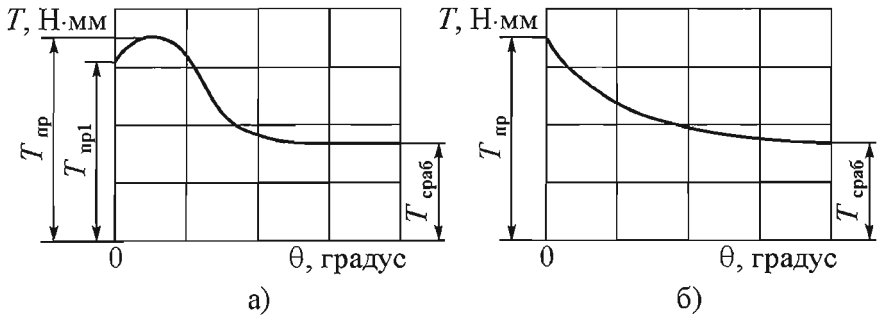


Рис. 2.23. Графики нагружения муфт:
 а) кулачковая и шариковая; б) фрикционная

В пружинных кулачковых и шариковых муфтах относительное осевое перемещение кулачков (шариков) начинается при некоторой предельной нагрузке $T_{\text{пр1}}$, что приводит к дополнительному сжатию пружин, увеличению усилия прижима кулачков друг к другу и росту

передаваемого муфтой момента до величины $T_{\text{пр}}$. Только после выхода кулачков из зацепления начинается «прощелкивание» полумуфт с резким снижением передаваемого момента до величины $T_{\text{сраб}}$ (рис. 2.23, а).

Во фрикционных муфтах относительное движение полумуфт начинается только при достижении момента $T_{\text{пр}}$, способного преодолеть трение покоя взаимодействующих поверхностей (рис. 2.23, б).

Чувствительность муфты характеризуется коэффициентом остаточного момента, который определяется как отношение вращающего момента, установившегося после срабатывания $T_{\text{сраб}}$, к предельному $T_{\text{пр}}$, при котором муфта начинает срабатывать

$$K_{\text{ом}} = T_{\text{сраб}} / T_{\text{пр}}.$$

Точность ограничения нагрузки муфтой характеризуется коэффициентом точности

$$K_{\tau} = T_{\text{пр max}} / T_{\text{пр min}},$$

где $T_{\text{пр max}}$, $T_{\text{пр min}}$ – наибольший и наименьший вращающие моменты, при которых происходит срабатывание муфты.

Чем ближе K_{τ} к единице, тем надежнее работает муфта, тем выше её качество.

Кулачковые и шариковые предохранительные муфты наиболее широко применяют в приводах при небольших скоростях, малых вращающих моментах и массах соединяемых частей, т.к. с ростом скоростей и увеличением вращающихся масс возникают многократные перегрузки при пересопряжении (повторном включении) кулачков или шариков при срабатывании муфты, что нарушает устойчивую работу привода.

Конструктивно муфты этого типа состоят из двух полумуфт, имеющих на торцах кулачки (шарики), и замыкающей пружины, поставленной с предварительным натяжением. Кулачки имеют трапециевидную или (реже) треугольную форму с углом наклона рабочих граней 45...60°. При срабатывании муфты сила трения на кулачках (шариках), а также в подвижном шлицевом или шпоночном соединении препятствует размыканию муфты.

На рис. 2.24 представлена испытываемая кулачковая муфта, состоящая из ведущей 1 и ведомой 3 полумуфт, на торцах которых выполнены кулачки трапециевидной формы, входящие в сопряжение

друг с другом. Кулачки замыкаются пружиной 6, стянутой гайкой 7 с контргайкой. Полумуфта 3 свободно вставлена в полумуфту 1 через промежуточную втулку 2, образуя шарнир скольжения, с фиксацией шайбой 8 посредством винтов 9. Кулачки 4 ведомой полумуфты могут перемещаться в осевом направлении вдоль шпонки 5, закрепленной в ведомой полумуфте 3. При срабатывании муфты кулачки ведомой полумуфты, преодолевая сопротивление пружины, выходят из зацепления с кулачками ведущей полумуфты, разрывая цепь. Вращающий момент на ведущую полумуфту передается штифтами 10, а с ведомой полумуфты на ведомый вал – шпоночным соединением.

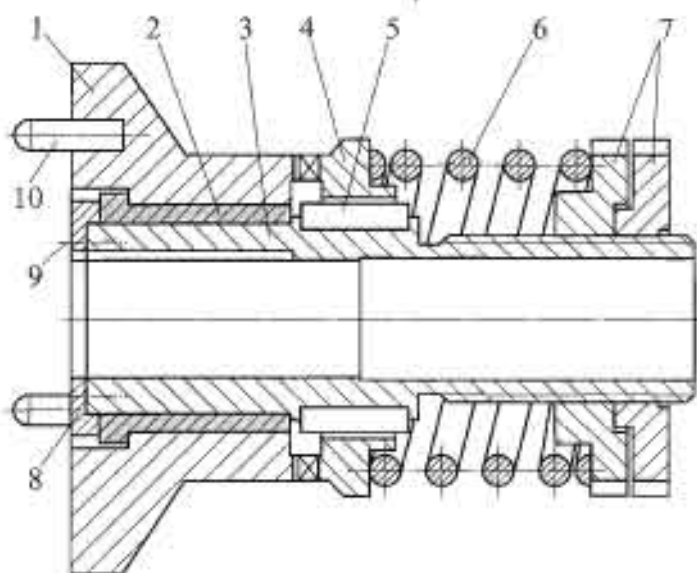


Рис. 2.24. Конструкция кулачковой предохранительной муфты

В предохранительных шариковых муфтах трение скольжения на кулачках частично заменено трением качения на шариках. Эти муфты проще в изготовлении и отличаются большей надежностью, однако их нагрузочная способность сравнительно невелика. На рис. 2.25 представлена испытываемая шариковая муфта. Ее конструкция во многом схожа с конструкцией кулачковой муфты: штифтами 12 вращение подается на ведущую полумуфту 1 и через шарики 3 и 5 – на ведомую полумуфту 4. Замыкание сил в муфте осуществляется пружиной 8, стянутой гайкой 9 с контргайкой, посредством нажимной

шайбы 7 со штифтами 6. Полумуфта 4 свободно вставлена в полумуфту 1 через промежуточную втулку 2, образуя шарнир скольжения, с фиксацией шайбой 10 посредством винтов 11. При срабатывании муфты шарики ведомой полумуфты, преодолевая сопротивление пружины, выходят из контакта с шариками ведущей полумуфты, разрывая цепь.

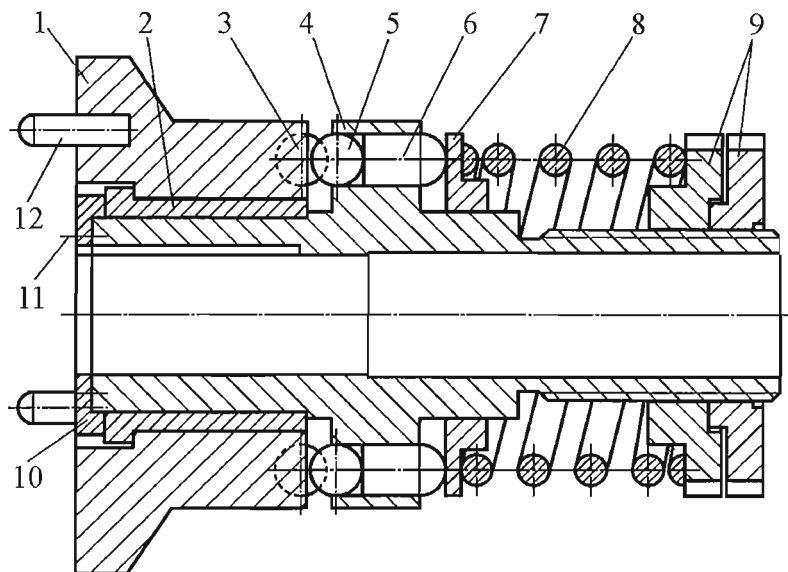


Рис. 2.25. Конструкция шариковой предохранительной муфты

Фрикционные предохранительные муфты передают вращающий момент за счет сил трения. Их применяют в механизмах, работающих с нагрузками ударного характера, с частыми кратковременными перегрузками и при высоких угловых скоростях.

В процессе срабатывания муфта поглощает механическую энергию, преобразуя её в тепловую. Передача вращающего момента при этом не прекращается, однако его абсолютная величина снижается, т.к. коэффициент трения скольжения для большинства материалов меньше коэффициента трения покоя.

По форме трущихся поверхностей различают дисковые и конусные фрикционные предохранительные муфты. По условиям смазки муфты дополнительно разделяют на сухие и работающие в масляной ванне.

Наибольшее распространение получили дисковые фрикционные

муфты. Муфта (рис. 2.26) состоит из ведущей 1 и ведомой 3 полумуфт, между которыми помещены чередующиеся ведущие 7 и ведомые 4 диски трения. Диски соединены поочередно с ведущей и ведомой полумуфтами посредством шлицев и прижаты друг к другу пружиной 9, затянутой гайкой 10 с контргайкой. К ведомым дискам приклепаны заклепками 6 фрикционные накладки 5, обеспечивающие высокий и стабильный коэффициент трения.

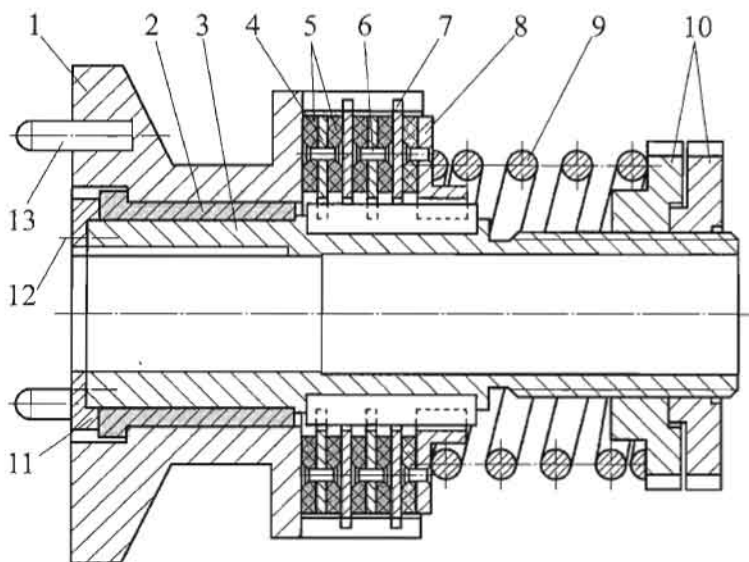


Рис. 2.26. Конструкция фрикционной многодисковой предохранительной муфты

Количество дисков, исходя из условия ограничения давления на поверхностях трения, может быть различным, что позволяет варьировать несущей способностью и долговечностью муфты при сравнительно малых радиальных габаритах. Полумуфта 3 свободно вставлена в полумуфту 1 через промежуточную втулку 2, образуя шарнир скольжения, с фиксацией шайбой 11 посредством винтов 12. Вращающий момент на ведущую полумуфту передается штифтами 13, а с ведомой полумуфты на ведомый вал – шпоночным соединением.

Конусные предохранительные муфты более просты по конструкции, обеспечивают хорошую сцепляемость полумуфт, но имеют значительные радиальные габариты и предъявляют высокие требования к соосности соединяемых валов. Конструкция испытываемой конус-

ной муфты представлена на рис. 2.27. Через штифты 12 вращающий момент передается на ведущую полумуфту 1, откуда силами трения через фрикционный конусный элемент 3 – на подвижную часть 4 ведомой полумуфты 10, к которой конус прикреплен винтами 5.

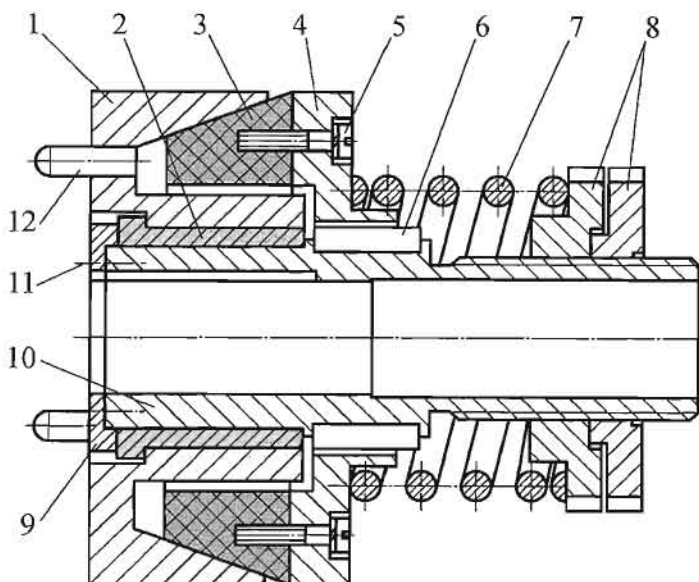


Рис. 2.27. Конструкция фрикционной конусной предохранительной муфты

Силы трения на рабочей поверхности конуса создаются осевым усилием пружины 7, затянутой гайкой 8 с контргайкой. Полумуфта 10 свободно вставлена в полумуфту 1 через промежуточную втулку 2, образуя шарнир скольжения, с фиксацией шайбой 9 посредством винтов 11. Подвижная часть 4 ведомой полумуфты может перемещаться в осевом направлении вдоль шпонки 6, закрепленной в ведомой полумуфте 10.

Расчетный вращающий момент, передаваемый кулачковой муфтой, находится из условия равновесия подвижных полумуфт (рис. 2.28):

$$T_{\text{пр}} = \frac{F_{\text{пр}} D_{\text{ср}}}{2[\text{tg}(\alpha - \varphi) - f D_{\text{ср}} / d]} \quad (2.9)$$

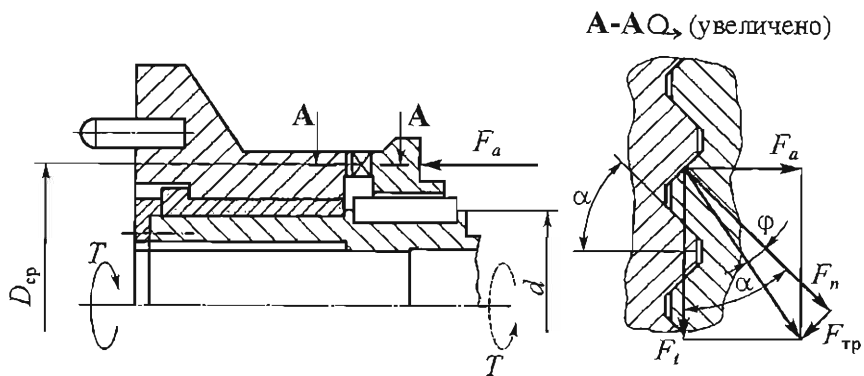


Рис. 2.28. Расчетная схема кулачковой предохранительной муфты

В шариковой муфте в осевом направлении перемещаются не вся полумуфта, а только шарики, т.е. исключается сопротивление перемещению в шпонке или шлицах, и расчетная формула упрощается (рис. 2.29):

$$T_{np} = \frac{F_{np} D_{сп}}{2 \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)}, \quad (2.10)$$

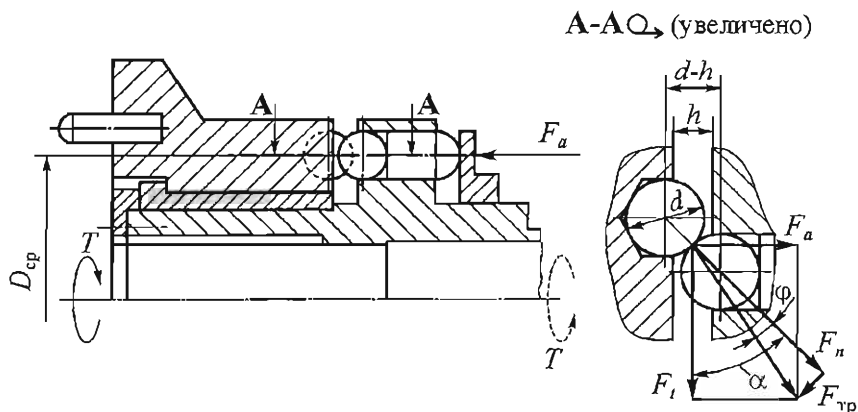


Рис. 2.29. Расчетная схема шариковой предохранительной муфты

где F_{np} – расчетная сила пружины, при которой начинает срабатывать муфта, Н;

- D_{cp} – средний диаметр расположения кулачков для кулачковой муфты или шариков для шариковой муфты, мм;
- α – угол наклона рабочей поверхности кулачков или угол наклона касательной в точке соприкосновения шариков к оси муфты, градус;
- φ – угол трения между кулачками ($\varphi = 5...6^\circ$) или шариками ($\varphi = 2...3^\circ$);
- d – диаметр вала, на котором установлена подвижная полумуфта, мм;
- f – коэффициент трения в шлицевом или шпоночном соединении подвижной полумуфты с валом ($f \approx 0,15$).

Как видно из рис. 2.29, угол давления α изменяет свое значение при обкатывании шариков друг по другу в процессе срабатывания муфты. Наименьшее значение угла α имеет место в момент начала срабатывания муфты:

$$\alpha = \arcsin(d - h)/d,$$

где d – диаметр шарика, мм;

h – расстояние, на которое выступает шарик из полумуфты, мм.

Затем угол α возрастает, что при том же усилии прижатия шариков пружинной уменьшает передаваемый момент, способствуя повышению точности срабатывания шариковых муфт.

Расчетный вращающий момент, при котором происходит срабатывание фрикционной дисковой муфты (рис. 2.30),

$$T_{np} = \frac{1}{3} F_{np} f \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} z, \quad (2.11)$$

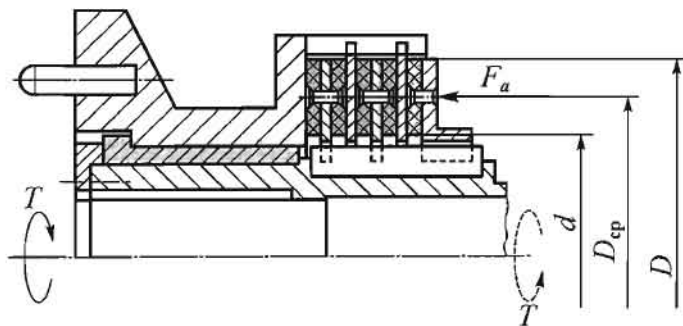


Рис. 2.30. Расчетная схема фрикционной дисковой муфты

где F_{np} – расчетная осевая сила пружины, сжимающая диски, Н;
 D – наибольший диаметр поверхности трения, мм;
 d – наименьший диаметр поверхности трения, мм;
 z – количество пар поверхностей трения, равное сумме чисел ведущих и ведомых дисков минус единица;
 f – коэффициент трения на рабочих поверхностях дисков.

Расчетный вращающий момент, при котором происходит срабатывание конусной муфты (рис. 2.31),

$$T_{np} = \frac{F_{np} D_{cp} f}{2 \sin \alpha}, \quad (2.12)$$

где F_{np} – расчетная осевая сила пружины, прижимающая полумуфты друг к другу, Н;
 α – половина угла при вершине конуса, градус;
 D_{cp} – средний диаметр поверхности трения, мм;
 f – коэффициент трения на рабочих поверхностях.

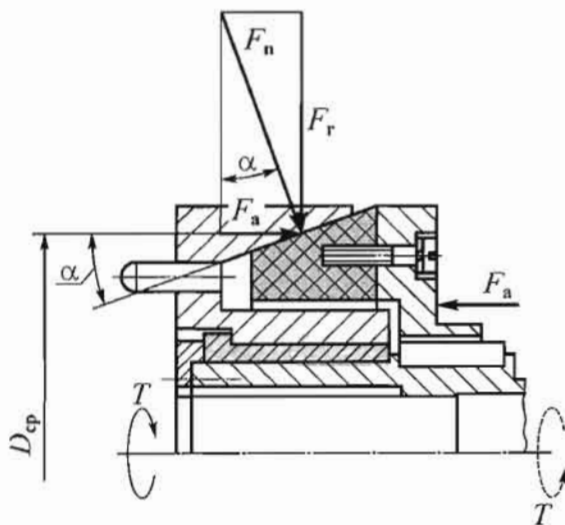


Рис. 2.31. Расчетная схема фрикционной конусной муфты

Техническая характеристика испытываемых муфт приведена в табл. 2.15.

Тарировочные графики нажимных пружин для различных конструкций муфт приведены на рис. 2.32.

Таблица 2.15

Техническая характеристика муфт

Тип муфты	$D_{ср}$, мм	D , мм	d , мм	h , мм	α , градус	z	f
Кулачковая	60	40	–	–	45	–	0,15
Шариковая	60	40	10	2,5	48,6	–	0,15
Дисковая фрикционная	–	80	50	–	–	5	0,30
Конусная фрикционная	90	–	–	–	20	–	0,30

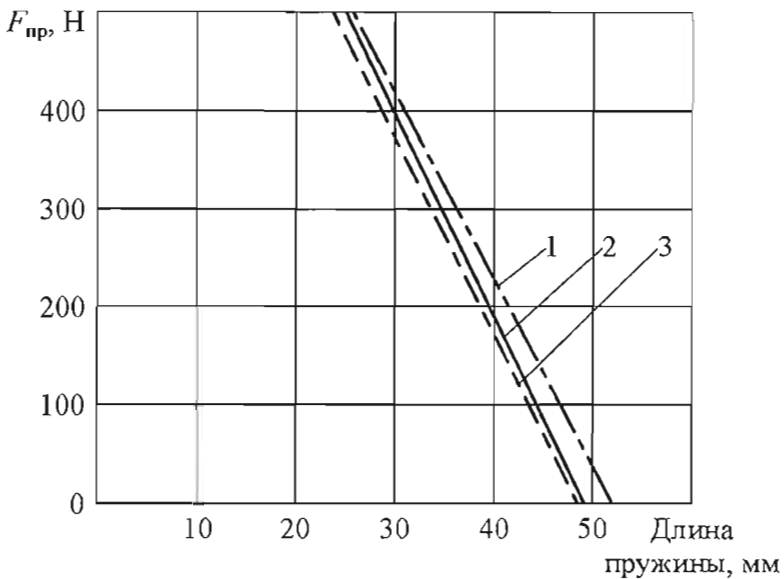
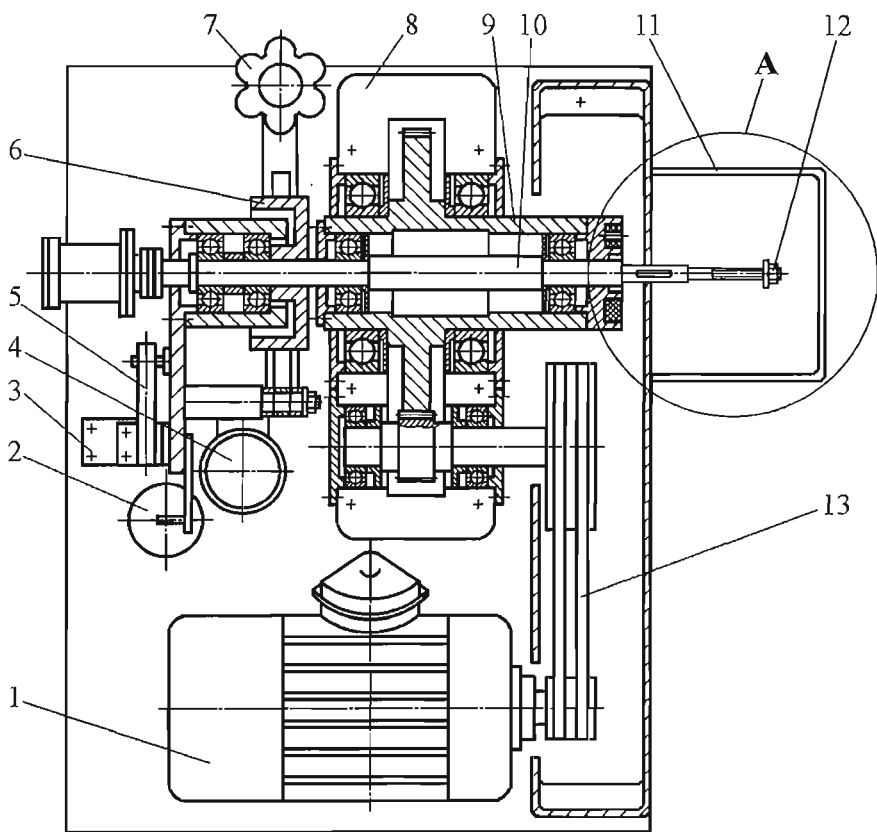


Рис. 2.32. Тарировочные графики пружин:
 1 – шариковой муфты; 2 – кулачковой муфты;
 3 – дисковой и конусной фрикционных муфт

Лабораторная установка

Лабораторную работу проводят на установке типа ДМ-40 (рис. 2.33). Установка включает электродвигатель 1, клиноременную передачу 13 и редуктор 8. На конце полого тихоходного вала 9 редуктора



А (Вариант тарировки установки)

А (Вариант испытания муфты)

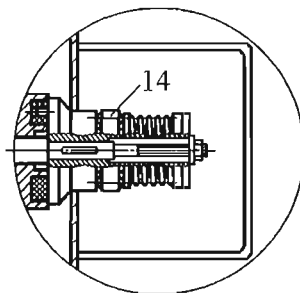
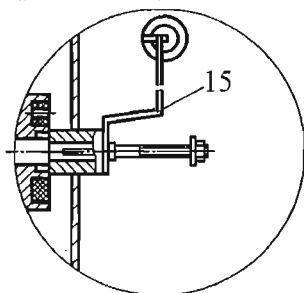


Рис. 2.33. Лабораторная установка ДМ-40

устанавливают испытываемую муфту 14, фиксируя от осевого смещения гайкой 12 и быстросъемной шайбой. В процессе испытаний муфту необходимо закрыть откидным прозрачным колпаком 11.

Муфта соединяет полый тихоходный вал 9 редуктора с валом 10 нагрузочного устройства, на который насажен тормозной барабан 6. Колодки тормоза прижимают к барабану винтовым механизмом 7, создавая таким образом момент на качающемся тормозном механизме. Рычаг тормоза изгибает упругую балку 5, прогиб которой измеряется индикатором часового типа, установленном на кронштейне 3. Для гашения колебаний в системе предусмотрен демпфер 2. Тормозной момент на валу определяют по показаниям индикатора после предварительной тарировки установки с помощью тарировочного приспособления 15.

На ведомом валу наклеены тензодатчики, что позволяет измерять тормозной момент с помощью осциллографа. При этом тормозной механизм блокируется винтом 4.

Все узлы установки смонтированы на станине. На передней части станины установлен пульт управления. Установка подключена к сети переменного тока напряжением 380 В.

Тарировка измерительного устройства установки

Тарировку измерительного устройства проводят для оценки величины момента на рабочем валу по показаниям индикатора.

Тарировочное приспособление 15 состоит из рычага, подвески и четырех грузов. Тарировку необходимо проводить следующим образом. Установить тарировочное приспособление на место испытываемой муфты. Выставить рычаг приспособления горизонтально, и винтом 7 поджать колодки к тормозному барабану. Шкалу индикатора установить на нуль. Затем, подвешивая по одному грузу, снять показания индикатора. Вращающий момент, создаваемый каждым грузом, составляет $2 \cdot 10^3$ Н·мм. После загрузки приспособления провести его разгрузку, и также снять показания индикатора. Для получения более объективных результатов тарировки описанную операцию рекомендуется повторять не менее трех раз с последующим осреднением результатов на каждом режиме нагружения. Результаты тарировки занести в табл. 2.16. Построить тарировочный график (рис. 2.34) и определить коэффициент тарировки, т.е. установить, сколько единиц вращающего момента приходится на одно деление шкалы индикатора.

Таблица 2.16

Тарировка измерительного устройства

№ замера	Количество грузов	Момент на тормозе	
		Н·мм	в показаниях индикатора, мм
1	0	0	0
2	1	$2 \cdot 10^3$	
3	2	$4 \cdot 10^3$	
4	3	$6 \cdot 10^3$	
5	4	$8 \cdot 10^3$	



Рис. 2.34. Тарировочный график измерительного устройства

Необходимое оборудование и инструмент

1. Лабораторная установка ДМ-40.
2. Комплект испытываемых предохранительных муфт.
3. Два гаечных ключа для шлицевых гаек, отвертка.
4. Мерительный инструмент: штангенциркуль, индикатор часового типа с ценой деления 0,01 мм и с длинной ножкой.

Рекомендуемая последовательность выполнения работы

1. Изучить устройство и принцип работы предохранительных муфт.

2. Уяснить особенности работы, основные теоретические положения и расчетные зависимости для различных конструкций исследуемых муфт.

3. Провести тарировку измерительного устройства установки.

4. Задать для каждой из исследуемых муфт не менее трех различных значений длины l нажимных пружин с шагом 3...4 мм. Используя тарировочные графики пружин (см. рис. 2.32), для каждой длины пружины определить величину осевой силы $F_{пр}$ и по зависимостям (2.9)–(2.12) рассчитать значения передаваемых муфтами предельных вращающих моментов $T_{пр}$.

5. Вращая регулировочные гайки муфт, установить расчетную длину пружины. Замер длины сжатой пружины производить штангенциркулем с точностью $\pm 0,1$ мм.

6. Испытываемую муфту надежно закрепить на валу установки гайкой 12 (см. рис. 2.33). При помощи тумблера, расположенного на пульте управления, запустить двигатель.

7. Плавно нагружая муфту моментом при помощи винта 7, добиться полной остановки вала 10 нагрузочного устройства. При увеличении тормозного момента обе стрелки индикатора, вращаясь по часовой стрелке, покажут плавное увеличение нагрузки на валу тормозного устройства. В момент начала срабатывания $T_{пр}$ меньшая контрольная стрелка остановится, а основная стрелка покажет резкое снижение нагрузки $T_{сраб}$ в установившемся режиме пробуксовки (см. рис. 2.23). Необходимо зарегистрировать показания индикатора по обеим стрелкам и по тарировочному графику (см. рис. 2.34), определить моменты $T_{пр}$, $T_{сраб}$.

Если для контроля процесса нагружения используется индикатор с одной стрелкой, то необходимо внимательно следить за её перемещением и визуально зафиксировать максимальное отклонение, соответствующее началу срабатывания муфт.

Эксперимент для каждой муфты провести не менее трех раз при каждом значении расчетного усилия пружины для получения достоверных результатов. Полученные значения осреднить.

8. Рассчитать коэффициент остаточного момента.

9. По результатам работы заполнить табл. 2.17 и построить графические зависимости предельного момента $T_{пр}$ от нагрузки пружины $F_{пр}$ (рис. 2.35) для всех типов муфт, исследуемых в лабораторной работе. Сопоставить результаты эксперимента с расчетными значениями $T_{пр}$ при соответствующих усилиях $F_{пр}$ пружины.

Таблица 2.17

Результаты эксперимента

Режим эксперимента	Обозначение параметров	Размерность	Тип муфты			
			кулачковая	шариковая	дисковая фрикционная	конусная фрикционная
1	l	мм				
	$F_{пр}$	Н				
	$T_{пр}$	Н·мм				
	$T_{сраб}$	Н·мм				
	$K_{ом}$	—				
2	l	мм				
	$F_{пр}$	Н				
	$T_{пр}$	Н·мм				
	$T_{сраб}$	Н·мм				
	$K_{ом}$	—				
3	l	мм				
	$F_{пр}$	Н				
	$T_{пр}$	Н·мм				
	$T_{сраб}$	Н·мм				
	$K_{ом}$	—				

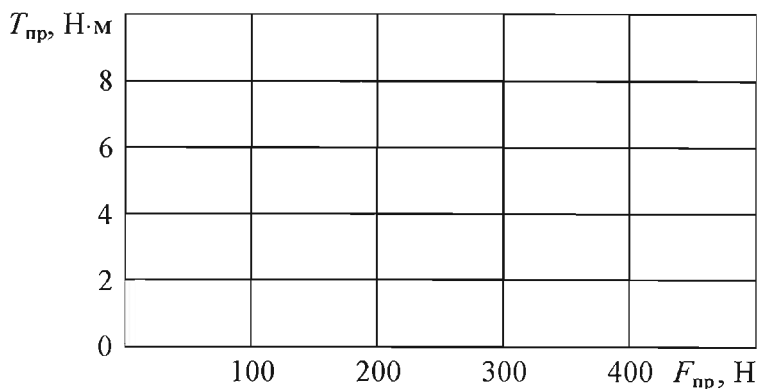


Рис. 2.35. Зависимость предельного момента муфты от усилия пружины:

- а) кулачковая муфта; б) шариковая муфта;
в) дисковая муфта; г) конусная муфта

Анализ результатов и содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Расчетные схемы изучаемых муфт (см. рис. 2.28–2.31).
3. Результаты тарировки, расчета и эксперимента (см. табл. 2.16, 2.17 и рис. 2.34, 2.35).
4. Выводы о влиянии конструкции муфты и усилия пружины на величину предельного вращающего момента.

Вопросы для самоконтроля

1. Для чего предназначены предохранительные муфты?
2. Поясните расчетом: зависит ли величина передаваемого фрикционной муфтой вращающего момента от размеров и количества трущихся пар.
3. С какой целью в предохранительных муфтах увеличивают площадь поверхности пар трения?
4. Перечислите достоинства и недостатки кулачковых и шариковых предохранительных муфт.
5. Как при известном осевом усилии пружины определить величину момента срабатывания муфт: кулачковой, шариковой, дисковой и конусной?

Работа 2.7. Исследование колодочных тормозных механизмов

Цель работы

1. Изучить назначение и конструкцию колодочного короткоходового тормозного механизма.
2. Экспериментально определить тормозной момент и коэффициент трения скольжения при различных режимах работа тормоза.

В результате выполнения работы студент

- *должен знать:*
 - назначение, конструкцию и принцип действия тормозов;
 - факторы, влияющие на величину тормозного момента и эффективность работы тормозных механизмов;
 - основные критерии работоспособности тормозных механизмов и принципиальные особенности установки тормозов в кинематической цепи привода;
- *должен уметь:*
 - анализировать конструктивные особенности тормозных механизмов для конкретных условий применения;
 - теоретически рассчитывать и экспериментально оценивать эффективность процесса торможения;
 - в процессе проектирования принимать обоснованные решения при выборе места установки тормоза в кинематической цепи привода и расчетного определения размеров основных деталей тормозного механизма.

Краткие теоретические сведения

Тормозные устройства предназначены для остановки машины и груза на определенном пути торможения и для удержания груза в подвешенном состоянии при заданном запасе торможения или заданном значении замедления. В процессе торможения машины механическая энергия в течение короткого времени преобразуется в тепловую и передается в окружающую среду. Этот процесс должен проходить без снижения работоспособности как тормоза, так и машины в целом.

Классификация тормозных устройств и их конструкции приведены в лабораторной работе 1.12.

В подъемно-транспортных машинах распространены преимущественно автоматические нормально замкнутые двухколодочные тормоза с наружным расположением колодок относительно тормозного шкива и с шарнирным креплением колодок к тормозным рычагам. Замыкание в таких тормозах обычно осуществляется автоматически под действием усилия силовой пружины, располагаемой на рычажной системе тормоза горизонтально или вертикально. При пружинном замыкании величина тормозного момента регулируется изменением деформации пружины. Грузовое замыкание применяется гораздо реже из-за большого числа шарнирных соединений, большого хода штока привода и увеличенного времени срабатывания тормоза.

В настоящей работе исследуется нормально закрытый колодочный тормоз типа ТКТ с приводом от электромагнита МО-Б (рис. 2.36).

Тормоз состоит из основания 12, на котором при помощи пальцев шарнирно закреплены рычаги 10 и 13. В средней части рычагов шарнирно подвешены тормозные колодки 14 с накладками. На рычаге 10 закреплен электромагнит, состоящий из неподвижной части – ярма 6 с катушкой 9 однофазного питания и поворотной части – якоря 8.

Верхние концы рычагов стянуты силовой пружиной 4, которая установлена на штоке 5 и помещена между опорными поверхностями скобы 3, закрепленной на рычаге 10, и шайбы 15, удерживаемой установочными гайками 16 на штоке 5, соединенном с рычагом 13. В штоке 5 упирается упор 7 якоря 8. Регулировочный винт 11, расположенный в нижней части рычага 10, служит для обеспечения равномерного и оптимального по величине отхода колодок от шкива. Тормозной момент регулируют путем изменения деформации силовой пружины 4. Вспомогательная пружина 2 между скобой 3 и рычагом 13 служит для отвода этого рычага при растормаживании тормоза. Один конец штока 5 закреплен гайкой 1 со сферической шайбой на конце рычага 13, другим концом шток касается упора 7 якоря 8.

В автоматическом режиме работы тормоза катушка электромагнита 9 подключается параллельно с обмотками статора электродвигателя привода машины (механизма). При неработающем приводе механизма электромагнит обесточен и его якорь откинут, пружина 4 через рычаги 10 и 13 прижимает колодки 14 к тормозному шкиву. При включении тока одновременно с пуском электродвигателя включается электромагнит и якорь притягивается к ярму, поворачиваясь относительно точки O_1 и воздействуя при этом упором 7 на шток 5. Шток смещается влево и дополнительно сжимает силовую пружину

тормоза 4. Освободившаяся вспомогательная пружина 2, развивающая усилие 20...60 Н, давит одним концом на рычаг 13, а другим концом – через торец скобы 3 на рычаг 10 и разводит рычаги, обеспечивая отвод колодок от шкива.

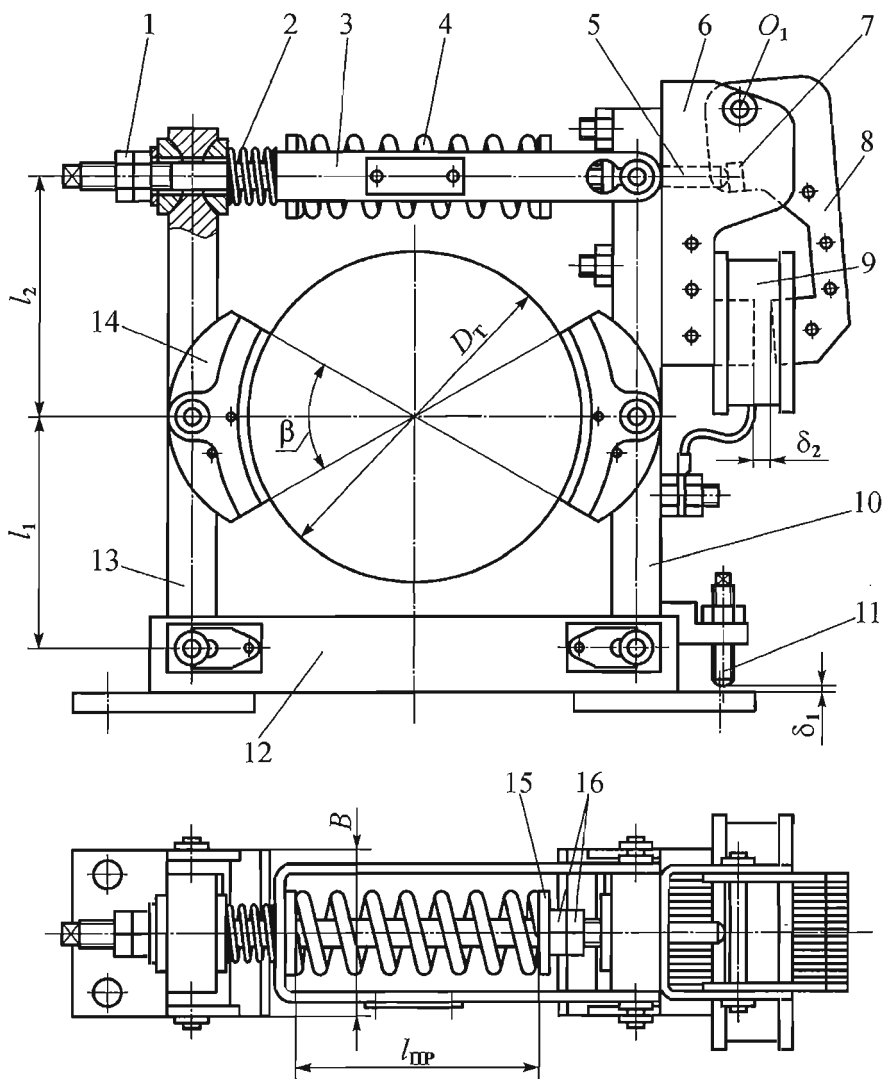


Рис. 2.36. Колодочный тормоз ТКТ

Помимо этого освободившийся рычаг 10 вместе с колодкой отходит от шкива и под действием момента, создаваемого весом электромагнита, закрепленного на рычаге эксцентрично его продольной оси. Регулировочный винт 11 ограничивает поворот рычага 10 и обеспечивает равный отход тормозных колодок от шкива. Время растормаживания до 0,05 с.

При выключении тока обесточивается катушка электромагнита, силовая пружина освобождается от воздействия якоря и через шток 5 и скобу 3, поворачивая рычаги, прижимает колодки к тормозному шкиву. Время затормаживания до 0,02 с.

К достоинствам тормозов с приводом от электромагнита следует отнести небольшую массу и габариты, взаимозаменяемость механической части тормоза при работе с электромагнитами постоянного или переменного тока, малое число шарнирных сочленений, небольшую жесткость силовой пружины и малое время срабатывания тормоза.

Недостатками указанных тормозов являются их динамическая неуравновешенность при растормаживании из-за значительной разницы масс тормозных рычагов, так как на одном из них дополнительно закреплен электромагнит; резкое включение электромагнита, сопровождающееся ударом якоря об ярмо; быстрое нарастание тормозного момента; повышенный шум; малая частота включений (до 300 включений в час); малый срок службы.

Расчетная схема тормоза представлена на рис. 2.37.

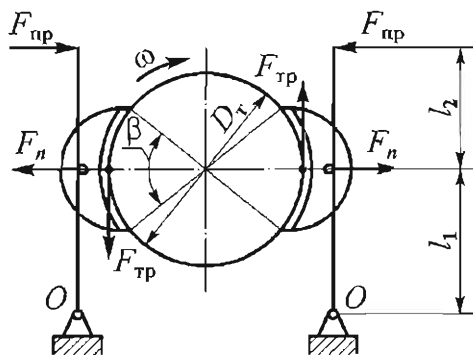


Рис. 2.37. Расчетная схема двухколодочного тормоза

В двухколодочном тормозе с тормозными колодками, шарнирно закрепленными на прямых рычагах, тормозной момент равен сумме

тормозных моментов, развиваемых каждой колодкой.

Из условия равновесия рычага относительно точки поворота O сила нажатия колодки на шкив

$$F_n = F_{\text{пр}} \frac{l_1 + l_2}{l_1}, \text{ Н,}$$

где $F_{\text{пр}}$ – замыкающая сила, развиваемая пружиной, Н;

l_1 и l_2 – размеры плеч рычага, мм.

При прямых рычагах тормозные моменты, создаваемые каждой колодкой, одинаковы и не зависят от направления вращения тормозного шкива. Тогда суммарный тормозной момент, Н·м,

$$T_{\tau} = F_{\text{тр}} D_{\tau} = F_n f D_{\tau} = F_{\text{пр}} \frac{l_1 + l_2}{l_1} f D_{\tau} \eta,$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения тормозной накладки о барабан, Н;

f – коэффициент трения пары «барабан–фрикционная накладка колодки», $f = 0,35 \dots 0,42$ для фрикционных материалов на основе асбеста;

D_{τ} – диаметр тормозного шкива, м;

η – КПД рычажной системы тормоза, $\eta = 0,9 \dots 0,95$.

Усилие пружины $F_{\text{пр}}$, Н, замыкающее тормоз, при известных значениях тормозного момента T_{τ} , геометрических размерах l_1 , l_2 , D_{τ} и материалах пары трения «барабан–фрикционная накладка колодки»:

$$F_{\text{пр}} = \frac{T_{\tau} l_1}{D_{\tau} f (l_1 + l_2) \eta}.$$

По характеристике пружины тормоза, согласно ее сертификату, определяют рабочую высоту пружины при расчетном усилии $F_{\text{пр}}$ и регулировочными гайками устанавливают ее размер.

Основной причиной выхода из строя накладок колодок тормоза является их износ, для ограничения которого необходимо соблюдение соотношения

$$p = \frac{F_n}{A} = \frac{F_n}{D_{\tau} B \left(\frac{\pi \beta}{360^\circ} \right)} \leq [p],$$

где p – условное среднее давление между шкивом и накладкой колодки тормоза, МПа;

A – площадь поверхности трения фрикционной накладки, мм²;

B – ширина колодки, мм;

β – угол обхвата шкива колодкой, градус; в типовых конструкциях колодочных тормозов $\beta = 70^\circ$;

$[p]$ – допускаемое давление, $[p] = 0,3 \dots 1,5$ МПа в зависимости от сочетания материалов пары трения.

Устройство и работа лабораторной установки

Лабораторная установка для исследования тормозных механизмов конструкции НПП «Учебная техника-Профи» (рис. 2.38) позволяет определить тормозной момент, коэффициент трения скольжения и время торможения при различных величинах моментов инерции движущихся масс, угловых скоростей вращения и сил прижима колодок.

Лабораторный комплекс включает приводной модуль, исследуемый колодочный тормоз и панель управления.

Приводной модуль содержит электрический двигатель с регулируемой частотой вращения вала, помещенный внутри каркаса стенда, и соединенный с валом шпиндель. На выходном конце шпинделя закреплен маховик 4 с инерционными дисками и барабан 3 колодочного тормоза 2. На валу электродвигателя закреплен оптический датчик, регистрирующий частоту вращения тормозного барабана.

В качестве исследуемого объекта установлен двухколодочный тормоз типа ТКТ-100 конструкции ВНИИПТМАШ. Величину тормозного момента регулируют вращением посредством гаечного ключа винта 14. При этом изменяется длина главной пружины 13 и её усилие, которое и определяет величину тормозного момента. На скобе тормоза крепится шкала, с помощью которой можно измерить величину деформации главной пружины.

Двигатель и тормоз закреплены на раме 1.

Панель управления 12 установлена на каркасе стенда.

Элементы панели и их назначение:

- а) тумблер 8 «*Питание*» – подача напряжения к стенду;
- б) клавиша 11 «*Пуск*» – нажатием кнопки осуществляется запуск электродвигателя;
- в) клавиша 10 «*Выбег*» – нажатием кнопки осуществляется отключение двигателя при расторможенном тормозе с автоматическим включением электросекундомера;
- г) клавиша 9 «*Торможение*» – нажатием кнопки осуществляется отключение двигателя при одновременном автоматическом включе-

нии тормоза с фиксированием времени торможения до полной остановки тормозного барабана;

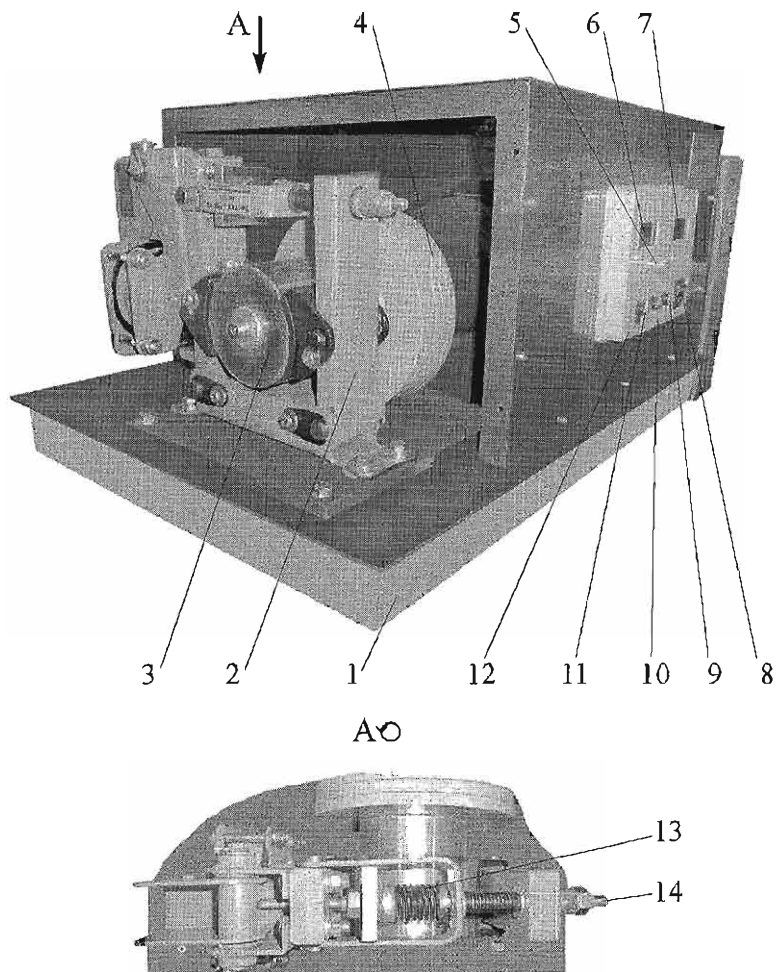


Рис. 2.38. Лабораторная установка для исследования тормозных механизмов

д) регулятор 5 «Потенциометр» – поворотом регулятора осуществляется изменение частоты вращения вала электродвигателя;

е) экран 6 «Дисплей» – индикатор частоты вращения вала электродвигателя;

ж) экран 7 «Дисплей» – индикатор времени выбега или торможения барабана.

Внутри каркаса стенда расположено электронное устройство для анализа и обработки информации. Данные с датчика частоты вращения поступают в контроллер с прошивкой DM 1.1 или эквивалент, который управляет усилителями и выводит значения частоты вращения электродвигателя и время выбега на блок индикации.

Электросекундомер предназначен для замера времени торможения или выбега и соединен с реле контроля скорости, разрывающего цепь питания электросекундомера при остановке тормозного шкива. Таким образом, электросекундомер автоматически включается при включении кнопки «Торможение» или «Выбег» и автоматически отключается при остановке шкива.

Анализируя физическую сущность процесса торможения машины, следует особо подчеркнуть, что в этот момент движения вредные сопротивления (трение, сопротивление воздуха, движение на подъем и т.п.) оказывают положительное влияние и суммируются с величиной тормозного момента. Поэтому требуемую величину тормозного момента T_{τ} , который необходимо создать на тормозном валу, можно определить как разность момента активных движущих сил T и момента сил сопротивления T_c :

$$T_{\tau} = T - T_c. \quad (2.13)$$

Величина моментов, Н·м:

$$\text{– активных движущих сил} \quad T = \omega (I_1 + I_2) / t_{\tau}; \quad (2.14)$$

$$\text{– сил сопротивления} \quad T_c = \omega (I_1 + I_2) / t_b. \quad (2.15)$$

В формулах:

I_1 – момент инерции маховика, кг·м²;

I_2 – момент инерции вращающихся деталей установки (электродвигатель, вал, кольца подшипников и т.п.), кг·м²;

ω – угловая скорость вращения тормозного барабана, рад/с;

t_{τ} – время торможения до полной остановки движения, с;

t_b – время выбега (от момента выключения электродвигателя до полной остановки без участия тормозного устройства), с.

Угловая скорость вращения тормозного барабана, рад/с. связана с частотой его вращения, мин⁻¹, зависимостью

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

Величина усилия замыкания тормоза (усилие главной пружины)

$$F_{\text{пр}} = c \Delta,$$

где c – жесткость пружины, Н/мм;

Δ – величина осадки пружины, мм.

Необходимое оборудование и инструмент

1. Лабораторная установка для исследования тормозных механизмов.
2. Комплект гаечных ключей, отвертка.
3. Мерительный инструмент: штангенциркуль, линейка.

Рекомендуемая последовательность выполнения работы

1. Установить требуемую осадку главной пружины (табл. 2.18), определяющую величину тормозного момента. Отсчет величины осадки пружины следует начинать с момента соприкосновения тормозных колодок со шкивом; этот момент можно зафиксировать продольным перемещением шкалы, совмещая «0» шкалы со стрелкой-указателем.

2. Потенциометром 5 установить требуемую частоту вращения вала электродвигателя.

3. Определить время выбега.

Время выбега определяют опытным путем в следующем порядке. Включить кнопку 11 «Пуск» и на слух определить момент достижения двигателем номинальной частоты вращения (через 3...5 с). Затем включить кнопку 10 «Выбег», при этом:

- тормоз остается расторможенным;
- электродвигатель обесточен;
- автоматически включается электросекундомер.

Детали установки вращаются по инерции, их вращению препятствует только момент сил трения T_c . При остановке тормозного шкива электросекундомер автоматически отключается при помощи реле контроля скорости. Время выбега следует на каждом режиме определить 2...3 раза и рассчитать среднюю величину. По формуле (2.15) вычислить величину момента сил сопротивления T_c . Экспериментальные и расчетные значения занести в табл. 2.18.

4. Определить время торможения t_r , для чего:

- включить кнопку 11 «Пуск» и на слух определить момент достижения установившейся частоты вращения двигателя (через 3...5 с);
- включить кнопку 9 «Торможение». При полной остановке вала секундомер зафиксирует время торможения. Для получения среднего значения время торможения t_{τ} зафиксировать 2...3 раза.

5. По формуле (2.14) вычислить величину момента активных движущих сил T и по формуле (2.13) – величину тормозного момента T_{τ} . Результаты эксперимента и расчета занести в табл. 2.18.

Таблица 2.18

Результаты эксперимента

Исходные данные		Результаты эксперимента				
$n, \text{мин}^{-1}$	$\Delta, \text{мм}$	$t_{\text{в}}, \text{с}$	$T_{\text{с}}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$t_{\tau}, \text{с}$	$T_{\tau}, \text{Н}\cdot\text{м}$	f
1500	10					
	20					
3000	10					
	20					

6. Для каждого режима нагружения определить и занести в табл. 2.18 расчетное значение коэффициента трения, который можно вычислить по зависимости

$$f = \frac{T_{\tau} l_1}{c \Delta D_{\tau} (l_1 + l_2)}.$$

Размеры плеч рычагов тормоза l_1 и l_2 (см. рис. 2.37) следует измерить линейкой, значения остальных параметров приведены в табл. 2.19.

Таблица 2.19

Справочные данные

$l_1, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	$l_2, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	$D_{\tau}, \text{м}$	$c, \text{Н/мм}$
0,05	0,01	0,1	12,5

Анализ результатов и содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Описание установки.
3. Схема тормоза и описание его работы с учетом протекающих физических процессов в режиме торможения.
4. Результаты эксперимента (см. табл. 2.18).
5. Выводы о влиянии осадки главной пружины на величину тормозного момента и время торможения.
6. Выводы о влиянии угловой скорости вращения тормозного шкива и момента инерции вращающихся масс на время торможения и коэффициент трения скольжения между колодкой и шкивом.

Вопросы для самоконтроля

1. Какой тип тормоза: нормально замкнутый или нормально разомкнутый исследуется в данной работе?
2. Какой тип тормоза: нормально замкнутый или нормально разомкнутый необходимо применять в подъемно-транспортных механизмах? Почему?
3. Какова кинематическая последовательность взаимодействия деталей тормоза при растормаживании?
4. Какова кинематическая последовательность взаимодействия деталей тормоза при затормаживании?
5. Для чего предназначена главная пружина в тормозе?
6. Зависит ли тормозной момент T_t на тормозном шкиве от диаметра шкива D_t при заданном усилии главной пружины?
7. Как, зная усилие главной пружины, определить величину тормозного момента T_t ?
8. Какие составляющие следует учитывать при определении величины момента сил сопротивления T_c ?
9. В какой вид энергии переходит кинетическая энергия вращающихся элементов установки при торможении?

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ РАБОТЕ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ МАШИН

Комплекс автоматизированных лабораторных работ проводится в диалоговом режиме с компьютером типа IBM, получающим экспериментальную информацию со специального стендового оборудования.

Методика выполнения работ на стендовом оборудовании предусматривает три уровня сложности:

- *демонстрационный режим*;
- *диалоговый режим* с элементами автоматизированной системы научных исследований (АСНИ);
- *учебно-исследовательский режим*.

Различная сложность выполнения работ отвечает требованиям многоуровневого обучения и специализации в области механики от специалистов по эксплуатации оборудования до конструкторов и инженеров-испытателей.

3.1. ОБОРУДОВАНИЕ И ПРИБОРЫ

Комплекс оборудования (рис. 3.1) для выполнения автоматизированных лабораторных работ состоит из: компьютера 6 типа IBM PC не ниже 486/Pentium, работающего под управлением операционных систем MS Windows 95/98/2000/NT/XP, принтера 3, устройства связи 5 компьютера с объектом (УСО), универсальной испытательной машины 4 типа ДМ-30А, установки 1 для испытания клиноременных передач ДМ-73А и плоттера 2.

Для работы в составе комплекса компьютер оборудован дополнительной платой – интерфейсом УСО, что позволило через УСО подключить к компьютеру нетиповое оборудование в виде испытательных установок 1 и 4.

Универсальная испытательная машина укомплектована наборами приспособлений для выполнения лабораторных работ по различным разделам курса «Детали машин и основы конструирования».

В последнее время НИИ «Учебная техника-Профи» разработал ряд учебно-исследовательских комплексов по автоматизированному исследованию узлов машин, вошедших в настоящее пособие.

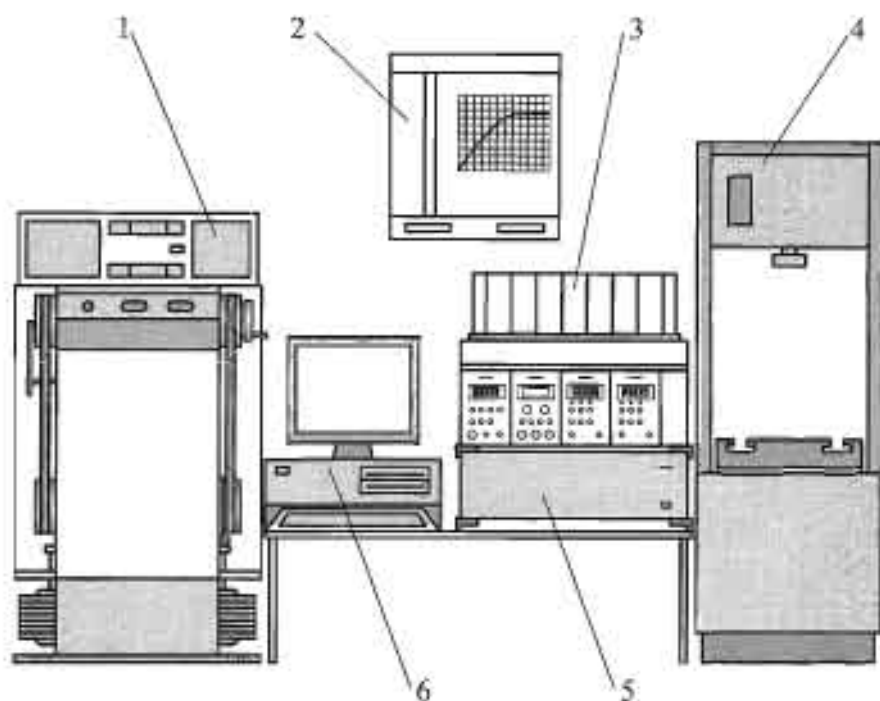


Рис. 3.1. Комплекс оборудования для автоматизированного лабораторного практикума

3.1.1. Устройство связи компьютера с объектом

Устройство связи компьютера с объектом (УСО) в программном обеспечении названо БУИ – блок учебный измерительный. Оно предназначено для обеспечения лабораторного практикума современными компьютерными устройствами измерений и выполнения лабораторных работ совместно с типовым комплектом оборудования для лабораторий «Детали машин».

УСО (рис. 3.2) состоит из источника питания 1, включаемого кнопкой «сеть», блока установки модулей 3 и сменных модулей 2.

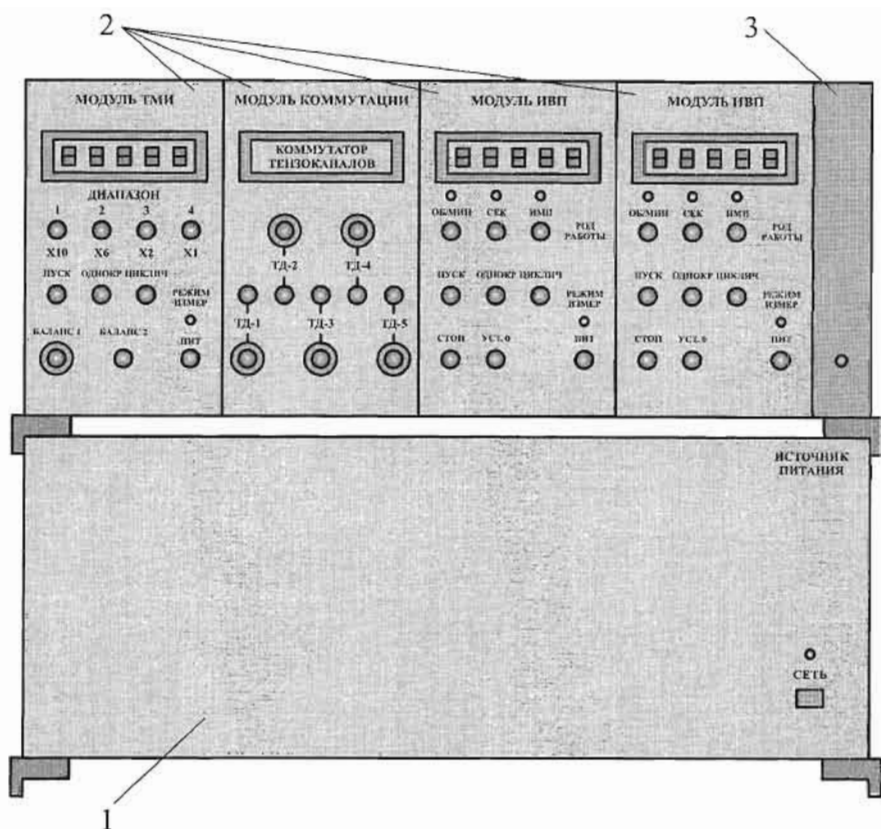


Рис. 3.2. Устройство связи компьютера с объектом

Различные сменные модули устанавливают в зависимости от задач лабораторной работы.

В лабораторном практикуме используют следующие сменные модули (рис. 3.3):

- ТМИ – для тензометрических измерений (рис. 3.3, а);
- К – для коммутации (рис. 3.3, б);
- ИВП – для измерения временных параметров (рис. 3.3, в).

Модуль ТМИ предназначен для измерения деформаций материалов с использованием тензорезисторов, для измерения аналоговых сигналов и представления результатов в цифровой форме для считывания их компьютером и индцирования их на цифровом табло. Ос-

новные органы управления расположены на передней панели (см. рис. 3.3, а).

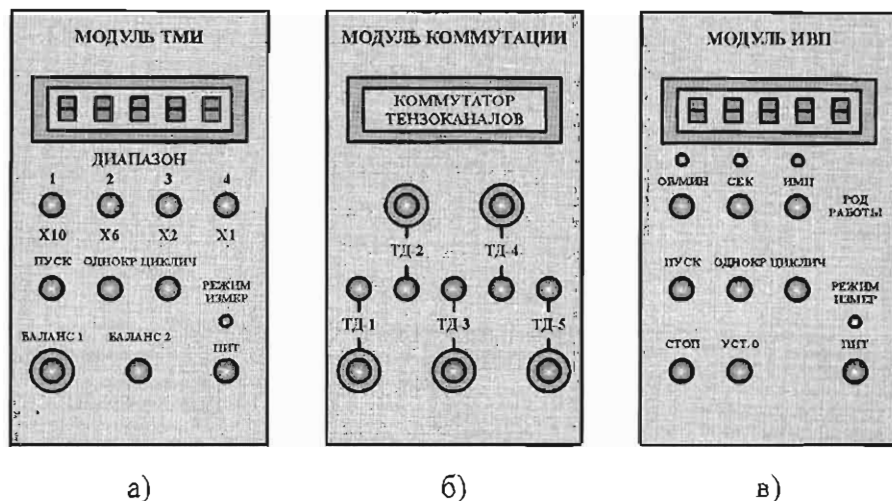


Рис. 3.3. Сменные модули

Модуль К предназначен для работы в комплекте с модулем ТМИ и обеспечивает коммутацию до пяти тензодатчиков на один модуль ТМИ, что расширяет возможности последнего.

Модуль ИВП измеряет параметры:

- частоту вращения;
- временные интервалы;
- число электрических импульсов.

Модуль ИВП представляет результаты в цифровой форме для считывания их компьютером и индицирования на цифровом индикаторном табло. Органы управления ИВП расположены на передней панели (рис. 3.3, в).

3.1.2. Универсальная испытательная машина

Для проведения лабораторных работ по резьбовым соединениям и соединениям с натягом используют универсальную испытательную машину ДМ-30А. Принципиальная схема машины и органы управления приведены на рис. 3.4.

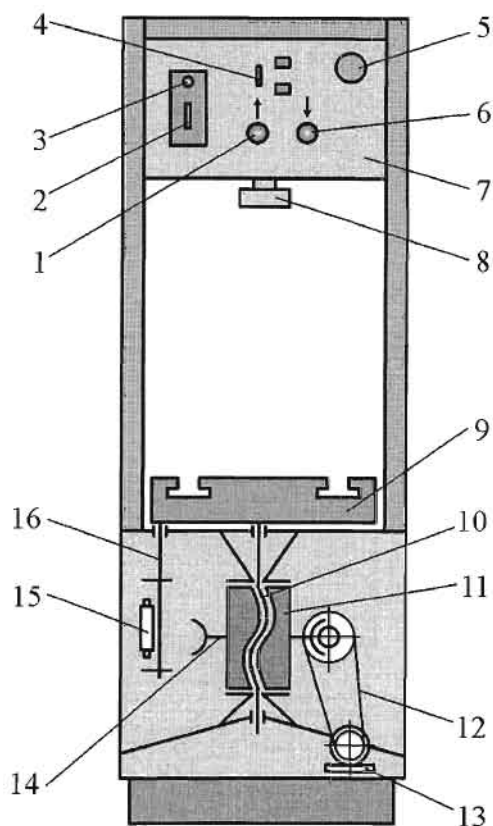


Рис. 3.4. Универсальная испытательная машина ДМ-30А

Машина имеет литое основание, две стойки и поперечину. Электродвигатель 13 посредством клиноременной передачи 12 и червячной передачи 14 приводит во вращение гайку 11 передачи «винт-гайка». Винтовая пара преобразует вращательное движение гайки 11 в поступательное вертикальное перемещение винта 10, соединенного с рабочим столом 9. Штанга 16 жестко прикреплена к столу 9. Кроме того, в станине для штанги 16 предусмотрены направляющие, благодаря которым предотвращается поворот стола вокруг вертикальной оси.

Машиной управляют с пульта 7, укрепленного на поперечине. Предусмотрен ручной и автоматизированный режим работы машины (переключатель 4). В автоматизированном режиме выполняется сле-

дующий цикл работ: движение стола вниз или вверх на заданное расстояние и возврат в исходное положение. Ход стола ограничивают конечные выключатели 15, на которые воздействуют регулируемые упоры, закрепленные на штанге 16.

Приспособления для выполнения лабораторных работ крепят к рабочему столу 9 и верхнему захвату 8. В конструкции верхнего захвата предусмотрено предохранительное устройство в виде штифта, который срезается при рабочей нагрузке свыше 20 кН. Питание машины включают тумблером 2 с сигнальной лампочкой 3. Стол перемещают вверх нажатием кнопки 1, вниз – кнопки 6, для остановки – кнопка 5.

3.2. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

3.2.1. Общие указания по выполнению лабораторных работ

В режиме демонстрации работы на автоматизированном комплексе выполняют в три этапа:

- 1) демонстрация лабораторной работы преподавателем;
- 2) самостоятельная обработка студентами полученных материалов;
- 3) защита лабораторной работы.

В диалоговом режиме с элементами автоматизированной системы научных исследований (АСНИ) работы выполняют в пять этапов:

- 1) самостоятельная подготовка студента к лабораторной работе;
- 2) контроль знаний студента перед началом лабораторной работы;
- 3) выполнение группой из 4–6 студентов лабораторной работы под контролем преподавателя;
- 4) самостоятельная обработка студентами полученных материалов;
- 5) защита лабораторной работы.

В учебно-исследовательском режиме работы выполняют в пять этапов:

- 1) ознакомление с лабораторной работой в демонстрационном режиме;
- 2) выбор студентом объектов, параметров и целей эксперимента и согласование их с преподавателем;
- 3) выполнение лабораторной работы студентом или группой из 2...3 человек под контролем преподавателя;
- 4) самостоятельная обработка студентами полученных материалов;
- 5) защита лабораторной работы.

Целью демонстрационного режима лабораторных работ является уяснение студентами принципов работы и физических процессов, происходящих в узлах и деталях машин.

Целью диалогового режима работы с элементами автоматизированной системы научных исследований (АСНИ) является цель демонстрационного режима плюс привитие навыков работы с современным механическим и электрическим оборудованием.

Целью учебно-исследовательского режима работы является цель диалогового режима плюс развитие творческих способностей студентов путем самостоятельного выбора параметров исследуемого процесса.

3.2.2. Общие указания по работе с программным обеспечением

Лабораторные работы выполняют с применением компьютера в диалоговом режиме. Каждый этап работы оформлен на дисплее в виде экранной заставки. Переход к очередному этапу работы возможен только после выполнения рекомендаций и требований, приведенных на заставке. Необходимый пункт в пределах одной заставки выбирают установкой полосы, выделенной другим цветом, на нужную строку с помощью клавиш перемещения курсора <↓> – «Стрелка вниз», <↑> – «Стрелка вверх» и клавиши <Enter> – «Ввод». Для получения более полной и подробной информации при выполнении этапа следует нажать функциональную клавишу <F1> – «Помощь». Для перехода к следующей заставке нужно, как правило, нажать клавишу <F10> – «Выход», иногда переход к следующей заставке осуществляется автоматически. Возврат к предыдущей заставке происходит по клавише <F10>.

Схема проведения автоматизированных лабораторных работ представлена на рис. 3.5.

Внимание!

- *Возврат в меню «Основные этапы работы» приводит к потере информации, полученной на предыдущих этапах.*

Преподаватель или лаборант устанавливает на дисплее заставку, которая содержит перечень основных этапов работы (рис. 3.6).



Рис. 3.5. Схема проведения автоматизированной лабораторной работы

ЮУрГУ ПРОГРАММА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОВЕДЕНИЯ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ ПО КУРСУ «ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ»				
ОСНОВНЫЕ ФУНКЦИИ ПРОГРАММЫ: <table border="1" style="margin: auto;"> <tr><td>Ввод сведений об исполнителях работы</td></tr> <tr><td>Выбор лабораторной работы</td></tr> <tr><td>Выполнение лабораторной работы</td></tr> <tr><td>Конец работы</td></tr> </table>	Ввод сведений об исполнителях работы	Выбор лабораторной работы	Выполнение лабораторной работы	Конец работы
Ввод сведений об исполнителях работы				
Выбор лабораторной работы				
Выполнение лабораторной работы				
Конец работы				
<F1> – Помощь				

Рис. 3.6. Этапы выполнения лабораторной работы

Внимание !

- *Следует помнить, что этап «Ввод сведений об исполнителях работы» (рис. 3.7) является обязательным. Без его выполнения программа функционировать не будет.*

ЮУрГУ ВВОД СВЕДЕНИЙ ОБ ИСПОЛНИТЕЛЯХ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ	
В выполнении лабораторной работы принимают участие:	
Студенты: (Фамилия И.О.)	
Индекс группы:	
Руководитель: (Ф.И.О. преподавателя)	
<F1> – Помощь	<F10> – Выход

Рис. 3.7. Сведения об исполнителях работы

Этап «Выбор лабораторной работы» содержит перечень лабораторных работ (рис. 3.8).

ЮургУ	
ВЫПОЛНЕНИЕ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ	
ПЕРЕЧЕНЬ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ	
Испытание соединения с гарантированным натягом с использованием приспособления ДМ-26А	
Испытание болтового соединения с использованием приспособления ДМ-22А	
Испытание болтового соединения с использованием приспособления ДМ-27А	
Испытание клиноременной передачи с использованием установки ДМ-73А	
<F1> – Помощь	<F10> – Выход

Рис. 3.8. Этап выбора лабораторной работы

Выбрав с помощью клавиш <↓>, <↑> и <Enter> тему лабораторной работы, перейти к следующей заставке «*Этапы организации лабораторной работы*» (рис. 3.9).

ЮургУ	
Лабораторная работа	
«Испытание соединения с гарантированным натягом»	
Методические указания	
Формирование исходных данных	
Выполнение расчета	
Проведение эксперимента	
Печать отчета по лабораторной работе	
<F1> – Помощь	<F10> – Выход

Рис. 3.9. Этапы организации лабораторной работы

Этап «Методические указания» определяет цель и порядок проведения лабораторной работы.

При переходе к этапу «Формирование исходных данных» (рис. 3.10), например, для лабораторной работы «Испытание соединения с гарантированным натягом» на экране появляется перечень исходных данных и их числовые значения. Необходимо внимательно изучить состав исходных данных и проверить их числовые значения. Исходные данные при необходимости могут быть скорректированы.

ЮургУ ФОРМИРОВАНИЕ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ	
Номинальный диаметр соединения, мм	$d = 30$
Диаметр отверстия в вале, мм	$d_1 = 0$
Наружный диаметр втулки, мм	$d_2 = 58$
Длина посадочной части вала и втулки, мм	$L = 30$
Шероховатость посадочной поверхности вала, мкм	$R_{a1} = 1$
Шероховатость посадочной поверхности втулки, мкм	$R_{a2} = 1$
Среднее значение отклонения диаметра вала, мкм	$\Delta_1 = 43$
Среднее значение отклонения диаметра втулки, мкм	$\Delta_2 = 10$
Модуль упругости материала вала, МПа	$E_1 = 2,15 \cdot 10^5$
Модуль упругости материала втулки, МПа	$E_2 = 2,15 \cdot 10^5$
Коэффициент Пуассона материала вала	$\mu_1 = 0,3$
Коэффициент Пуассона материала втулки	$\mu_2 = 0,3$
Плечо приложения силы проворота, мм	$R = 90$
Коэффициент масштаба сил, Н/(еод/2)	$K_F = 48,9$
Коэффициент масштаба перемещения, мм/(еод/2)	$K_L = 0,045$
Коэффициент масштаба угла поворота, градус/(еод/2)	$K_\phi = 0,027$
$\langle F1 \rangle$ – Помощь	$\langle F10 \rangle$ – Выход

Рис. 3.10. Формирование исходных данных

После формирования исходных данных необходимо провести расчет параметров на ЭВМ (см. рис. 3.9) в автоматизированном режиме – этап «*Выполнение расчета*». Результаты расчета будут представлены на экране (рис. 3.11).

ЮУрГУ РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА	
Расчетный натяг, мкм	$\Delta = 78,00$
Коэффициент для вала	$C_1 = 0,700$
Коэффициент для втулки	$C_2 = 1,481$
Давление на посадочной поверхности, МПа	$p = 198,08$
<F1> – Помощь	<F10> – Выход

Рис. 3.11. Результаты расчета на ЭВМ

Установкой выделенной полосы на строку «*Проведение эксперимента*» и нажатием клавиши <Enter> осуществится переход к выбору конкретного этапа эксперимента (рис. 3.12), который предполагается выполнить в ходе проведения лабораторной работы.

ЮУрГУ ИСПЫТАНИЯ СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ	
Запрессовка	
Выпрессовка	
Проворот	
<F1> – Помощь	<F10> – Выход

Рис. 3.12. Этапы эксперимента

Выбрав вид предполагаемых испытаний, переходят к этапу, который устанавливает определенную последовательность проведения эксперимента (рис. 3.13).

ЮУрГУ ЗАПРЕССОВКА	
Подготовка оборудования	
Выполнение эксперимента	
Результаты эксперимента	
<F1> – Помощь	<F10> – Выход

Рис. 3.13. Последовательность проведения эксперимента

Строка «Подготовка оборудования» выводит на экран дисплея перечень пунктов (рис. 3.14), выполнение которых обеспечивает готовность оборудования к проведению эксперимента. После выполнения требований каждого пункта, нажатием соответствующей цифровой клавиши (1, 2, ...), переходят к следующему пункту требований. Пункт «Показания ТМИ установлены на нуль» выполняют с точностью ± 5 ед. регулятором на модуле коммутаций УСО. Требования этого пункта считаются выполненными при подаче звукового сигнала.

Строка «Выполнение эксперимента» (см. рис. 3.13) выводит на экран текст с инструкцией о порядке проведения эксперимента (рис. 3.15). После нажатия клавиши <Enter> начинается процесс измерения и обработки данных (рис. 3.16).

Строка «Результаты эксперимента» выводит на экран расчетно-экспериментальные значения параметров, характеризующие исследуемый физический процесс.

Строка «Печать отчета», которая включена в этапы организации лабораторной работы (см. рис. 3.9), дает рекомендации по организации вывода результатов работы на печать (рис. 3.17).

Для окончания работы надо вернуться в основное меню, установить выделенную полосу на строку «Конец работы» (см. рис. 3.6) и нажать клавишу <Enter>.

ЮУрГУ ЗАПРЕССОВКА				
Подготовка оборудования к работе				
Перед проведением эксперимента проверьте готовность оборудования к работе. Оборудование подготовлено к работе, если:				
1. БУИ прогрет				
2. Втулка и вал установлены в приспособление ДМ-26А				
3. Положение датчика перемещения отрегулировано				
4. Тумблер режима работы ДМ-30А установлен в положение «Ход вверх»				
5. Кнопка «Диапазон» каждого ТМИ нажата на 3-м диапазоне (масштаб x 2 еод)				
6. Показания используемых модулей ТМИ установлены на «0»				
Подтвердите каждый пункт готовности оборудования к работе нажатием соответствующей цифровой клавиши				
ПОКАЗАНИЯ ТМИ				
	Показание	0	0	
	Масштаб	x 2 еод	x 2 еод	
	Канал	2	1	
<F10> – Выход				

Рис. 3.14. Подготовка оборудования к работе

ЮУрГУ ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА				
1. Установите, если необходимо, показания модулей ТМИ на ноль				
2. Нажмите на клавиатуре ЭВМ клавишу <Enter>				
3. Нажмите на установке кнопку «Ход вверх»				
ПОКАЗАНИЯ ТМИ				
	Показание	0	-4	
	Канал	2	1	
	Величина	F3	L3	
<F10> – Выход				

Рис. 3.15. Порядок проведения эксперимента

ЮУрГУ	
И Д Е Т ИЗМЕРЕНИЕ И ОБРАБОТКА ДАНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТА	
<F10> – Выход	

Рис. 3.16. Обработка данных эксперимента

ЮУрГУ ВЫВОД ПРОТОКОЛА
<p>Протокол содержит основные результаты, полученные в ходе выполнения лабораторной работы. Он состоит из 2 страниц, каждую из которых можно просмотреть на экране дисплея. Отмеченные Вами страницы можно вывести на печать.</p>
С о д е р ж а н и е п р о т о к о л а
<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block;"> 1. Исходные данные и результаты расчета </div>
<p><Enter> – просмотр страницы <Ins> – отметка страницы (снятие метки) <+> – отметка всех страниц (снятие меток)</p>
<p><F10> – Выход</p>

Рис. 3. 17. Содержание протокола

3.2.3. Особые указания по соблюдению правил техники безопасности при проведении автоматизированных работ

1. Перед проведением лабораторных работ обслуживающий персонал должен проверить наличие заземления оборудования и приборов. *Запрещается* работать с поврежденным заземлением.
2. При регулировке резисторов использовать отвертку с пластмассовой ручкой. Держать отвертку только за ручку.
3. Перед включением испытательного оборудования дополнительно убедиться в правильности сборки, установки и закрепления лабораторных экспериментальных приспособлений и устройств.
4. Включение лабораторных установок и аппаратуры проводить только в присутствии преподавателя или учебного мастера.
5. Во время перемещения стола машины ДМ-30А *не допускается* нахождение рук экспериментаторов в рабочей зоне.
6. Настройку и обслуживание приспособлений для проведения экспериментов разрешается проводить только при отсутствии внешних нагрузок.

3.3. АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

Работа 3.1. Исследование соединений с натягом

Цель работы

1. Экспериментально определить нагрузки, которые необходимы для сборки и разборки соединений с гарантированным натягом.
2. Оценить теоретически и экспериментально несущую способность соединения по критерию прочности сцепления деталей при передаче вращающего момента.
3. Определить значения коэффициента трения при запрессовке, выпрессовке и относительном повороте деталей соединения.

В результате выполнения работы студент

- *должен знать*:
 - конструкцию, область применения и основные расчетные зависимости для соединений с гарантированным натягом;
 - влияние различных факторов: геометрических параметров, шероховатости поверхностей, вида нагружения и т.д. на работоспособность соединения;
 - конструктивные и технологические особенности сборки и разборки соединений с натягом;
- *должен уметь*:
 - анализировать конструкции и теоретически определять параметры соединений с гарантированным натягом для конкретных условий работы;
 - выполнять экспериментальную оценку параметров соединения с натягом на лабораторной установке;
 - принимать рациональные проектные решения с учетом результатов проведенных исследований и материалов научно-технической литературы.

Краткие теоретические сведения

Соединения деталей с натягом – это напряженные соединения, в которых натяг создается необходимой разностью посадочных размеров насаживаемых одна на другую деталей. В результате натяга на поверхностях соединяемых деталей возникает давление и соответ-

вующая ему сила трения, препятствующая относительному смещению собранных деталей.

Величину давления p , МПа, в соединении типа «вал-втулка» (рис. 3.18) определяют по формуле Ляме

$$p = \frac{N \cdot 10^{-3}}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)},$$

где N – расчетный натяг, мкм;

d – номинальный диаметр сопрягаемых поверхностей, мм;

E_1, E_2 – модули упругости материала соответственно охватываемой (вал) и охватывающей (втулка) деталей, МПа.

C_1, C_2 – коэффициенты, определяемые зависимостями

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_1, \quad C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} + \mu_2;$$

d_1 – диаметр отверстия охватываемой детали, мм, для сплошного вала $d_1 = 0$;

d_2 – наружный диаметр охватывающей детали, мм;

μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов соответственно охватываемой и охватывающей деталей.

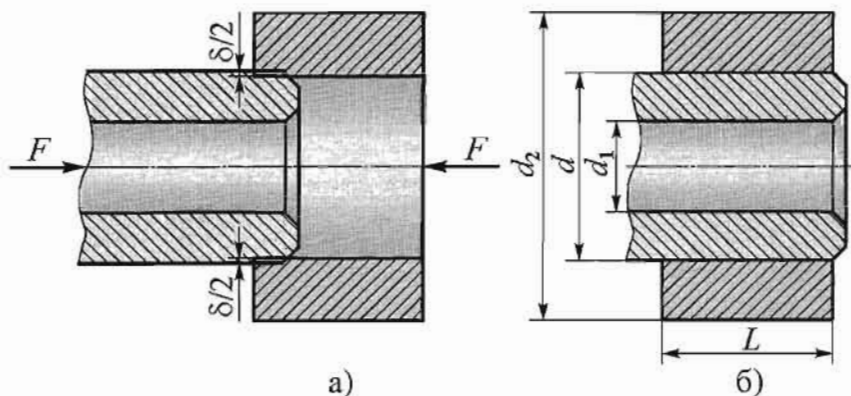


Рис. 3.18. Схема соединения с натягом:

а) сборка соединения; б) узел в сборе

Реальные поверхности соединяемых деталей имеют шероховатость, микронеровности поверхностей в процессе сборки обминается. Поэтому расчетный натяг в соединении при проверочных расчетах должен быть уменьшен на величину обмятия микронеровностей:

$$N = N_n - 1,2(R_{z1} + R_{z2}) \approx N_n - 5,5(R_{a1} + R_{a2}),$$

где N_n – измеренный натяг по вершинам микронеровностей, мкм;

R_{z1}, R_{z2} – высота неровностей поверхностей соединяемых деталей, мкм;

R_{a1}, R_{a2} – средние арифметические отклонения профилей (микронеровностей) поверхностей соединяемых деталей, мкм.

В проектном расчете по известным внешним нагрузкам – осевому усилию F_a и вращающему моменту T при номинальных размерах сопряжения d и L определяют необходимое давление p на контактных поверхностях, при котором сила трения будет больше сдвигающего усилия, т.е. будет обеспечена требуемая работоспособность соединения:

– для соединения, нагруженного осевой силой F_a ,

$$p > \frac{F_a}{fA} = \frac{F_a}{\pi d L f}, \quad A = \pi d L;$$

– для соединения, нагруженного вращающим моментом T ,

$$p > \frac{2T}{fAd} = \frac{2T}{\pi d^2 L f};$$

– для соединения, нагруженного одновременно осевой силой F_a и вращающим моментом T ,

$$p > \frac{1}{\pi d L f} \cdot \sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2},$$

где f – коэффициент трения в соединении;

A – площадь контакта сопрягаемых поверхностей, мм².

Существует несколько способов сборки соединения с натягом: запрессовка, термический (нагревание втулки или охлаждение вала), гидрозатяжка (гидровыпрессовка). Наиболее распространенный и высокопроизводительный способ – запрессовка. В процессе запрессовки вала в отверстие площадь сопрягаемых поверхностей постепенно увеличивается и одновременно с этим возрастает усилие трения. При выпрессовке происходит обратное явление.

Усилие запрессовки

$$F_3 = p f_3 A = p f_3 \pi d L_i.$$

Усилие выпрессовки

$$F_b = p f_b A = p f_b \pi d L_i,$$

где L_i – текущая длина сопряжения. Очевидно, что в процессе запрессовки L_i меняется от 0 до L , а при выпрессовке – от L до 0.

Коэффициент трения при запрессовке f_3 несколько выше коэффициента трения при выпрессовке f_b , т.к. в первом случае затрачивается дополнительное усилие на смятие микронеровностей.

Вращающий момент, необходимый для относительного поворота соединенных деталей,

$$T = \frac{d}{2} p A f_n = \frac{P}{2} \pi d^2 L f_n.$$

По величине коэффициент трения f_n при повороте соединения может быть отличен от двух предыдущих f_3 и f_b , т.к. в процессе запрессовки одновременно со смятием микронеровностей происходит изменение направления микрогеометрического профиля поверхностей за счет образования царапин вдоль образующих цилиндрических поверхностей.

В случае неоднократной запрессовки и выпрессовки деталей соединения (рассматривается в данной лабораторной работе), или когда величина исходных микронеровностей мала ($R_a \leq 1$ мкм для конструкционных сталей, подвергнутых улучшению), эффект обмятия микронеровностей проявляется меньше по сравнению с разностью величин коэффициентов трения скольжения f_c и покоя f_n . Для стальных поверхностей без смазки эта разность может достигать 20...30 %.

В проектных расчетах для стальных смазанных поверхностей, имеющих шероховатость $R_a \leq 1,25$ мкм, величина коэффициента трения принимается в пределах 0,06... 0,13.

Устройство и работа лабораторной установки

Работа выполняется на универсальной испытательной машине ДМ-30А (см. рис. 3.4) с использованием специального приспособления ДМ-26А. Описание машины ДМ-30А и общие рекомендации по работе на ней приведены в разд. 3.1 и 3.2. Приспособление ДМ-26А (рис. 3.19) состоит из двух частей: измерительной головки (рис. 3.19,

а), закрепленной на верхней траверсе 3 машины ДМ-30А, и комплекта направляющих деталей, в которые устанавливают исследуемую пару «вал–втулка». Внутри головки расположен центральный стержень 1 с наклеенными на него тензодатчиками 2 для регистрации усилия сжатия, а также датчик перемещений, представляющий собой подпружиненную штангу 4, соединенную с переменным резистором 5. На корпусе головки закреплены два конечных переключателя, ограничивающие ход стола и включающие реверс при достижении максимального перемещения стола, равного 33 мм.

Приспособление позволяет выполнять следующие виды работ:

- собирать прессовое соединение, т.е. запрессовывать вал во втулку (рис. 3.19, б);
- поворачивать относительно друг друга детали прессового соединения «вал-втулка» (рис. 3.19, в);
- разбирать прессовое соединение, т.е. выпрессовывать вал из втулки (рис. 3.19, г).

В процессе проведения эксперимента регистрируются усилие, действующее на центральном стержне, и перемещение стола пресса.

Запрессовка вала во втулку

При запрессовке вала 6 (см. рис. 3.19, б) во втулку 7 вставить обе детали в гнездо рычага 9, который соединен с рычагом 10 так, чтобы хвостовик вала вошел в паз нижнего рычага. Затем все вместе вставить в опорный стакан 11 основания 12. Используя ручное управление перемещением стола универсальной машины, установить зазор 1...3 мм между опорной поверхностью центрального стержня 1 и торцом вала 6. Положение упора 8 датчика перемещений установить так, чтобы он располагался над торцом втулки 7 с зазором 1...3 мм.

Внимание !

- *Рабочие поверхности деталей не трогать руками во избежание попадания на них смазки.*

Включить и настроить регистрирующую аппаратуру. Для получения достоверных результатов регистрирующую аппаратуру необходимо прогреть перед экспериментом не менее 45 минут. Кнопкой «Ход стола вверх» включить пресс и запрессовать вал во втулку. Через 33 мм хода происходит реверс двигателя, после чего стол 13 автоматически возвращается в исходное положение.

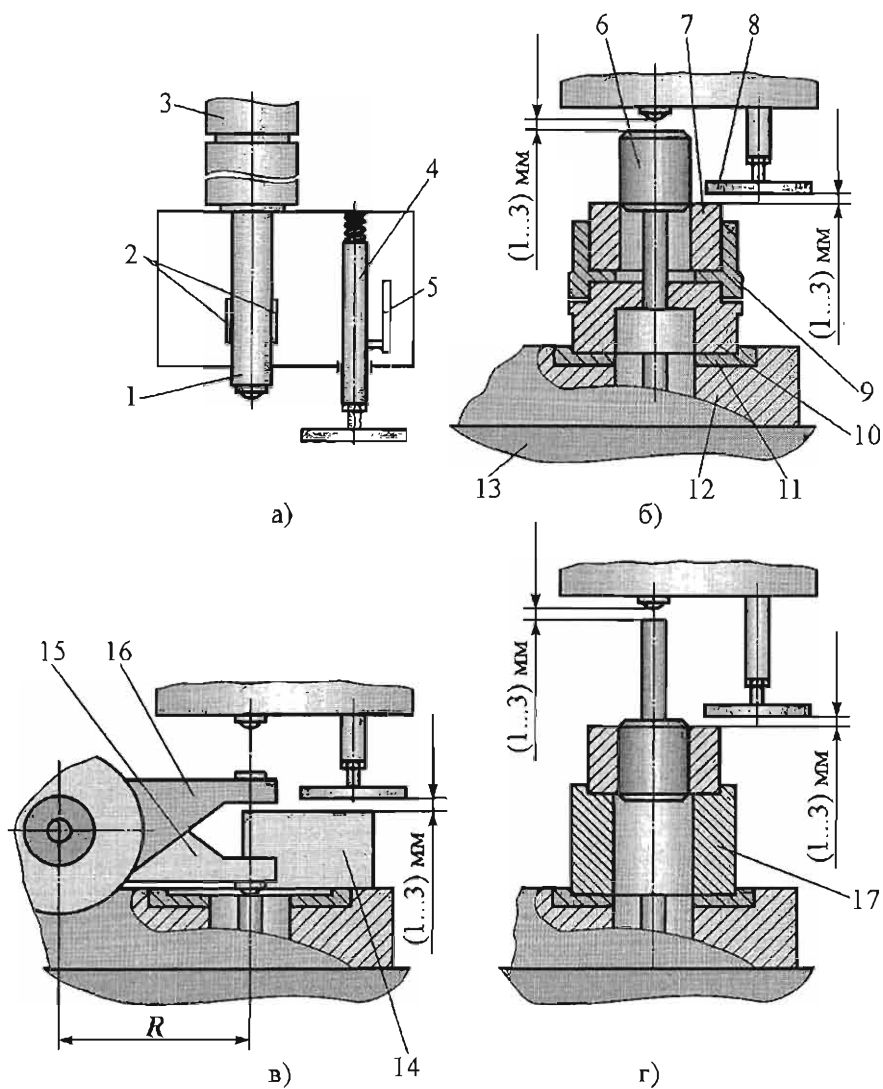


Рис. 3.19. Приспособление ДМ-26А для исследования соединений с натягом:

а) измерительная головка; б) сборка соединения; в) проворот деталей соединения; г) разборка соединения

Проворот деталей прессового соединения

Прессовое соединение, собранное в предыдущем эксперименте, установить в положение, показанное на рис. 3.19, в. Рычаги 15 и 16, соединенные вместе, уложить в основание так, чтобы упоры рычагов располагались вдоль вертикальной оси пресса. Управляя столом вручную, установить зазор 1...3 мм между упором 8 датчика перемещения и торцом стенки стакана 14.

Проверить и настроить регистрирующую аппаратуру. Кнопкой «↑» включить ход стола вверх. После 22 мм холостого хода опорная поверхность центрального стержня 1 вступает в контакт с опорной поверхностью рычага 16 и через 11 мм хода стола происходит поворот деталей прессового соединения. Затем включается реверс и стол возвращается в исходное положение. При расчете величины момента поворота T следует помнить, что

$$T = F R,$$

где F – вертикальное усилие, создаваемое прессом;

R – плечо рычагов, равное 90 мм.

Выпрессовка вала из втулки

Исследуемое соединение установить, как показано на рис. 3.19, г. Стакан 17 основания зафиксировать в опорном стакане 11, на который установить соединенные детали 6 и 7. Стол пресса подвести так, чтобы между торцом хвостовика вала 6 и опорной поверхностью центрального стержня 1 был зазор 1...3 мм. При этом зазор между упором датчика перемещений 8 и торцом втулки 7 должен быть 1...3 мм.

После настройки аппаратуры кнопкой «<↑>» включить ход стола пресса вверх. Через 33 мм хода происходит реверс двигателя, после чего стол пресса автоматически возвращается в исходное положение.

Необходимое оборудование и инструмент

1. Универсальная испытательная машина ДМ-30А.
2. Приспособление ДМ-26А для исследования соединения с натягом, испытываемые вал и втулка.
3. Компьютер типа IBM PC с платой интерфейса УСО.
4. Устройство связи компьютера с объектом (УСО).
5. Набор эталонов шероховатости.
6. Инструмент: нутромер, микрометр, штангенциркуль.

Последовательность выполнения лабораторной работы в диалоговом режиме с элементами АСНИ

Перед началом работы проводится индивидуальный автоматизированный контроль знаний. К выполнению работы допускают студентов, успешно прошедших тестирование.

Лабораторную работу выполняют в диалоговом режиме с компьютером и в режиме реального времени физического процесса.

Автоматизированный режим включает в себя *следующие этапы*:

1. Измерение диаметров вала и втулки, определение величины микронеровностей сопрягаемых поверхностей.

2. Внесение сведений об исполнителях работы (см. рис. 3.6, 3.7).

3. Выбор лабораторной работы «Испытание соединения с натягом с использованием приспособления ДМ-26А» (см. рис. 3.6, 3.8).

4. Формирование исходных данных. Необходимые сведения о соединении высвечиваются на дисплее (см. рис. 3.9, 3.10).

5. Расчет натяга и максимального усилия запрессовки при сборке соединения. Расчет выполняют на ЭВМ в автоматизированном режиме (см. рис. 3.9, 3.11).

6. Проведение эксперимента (см. рис. 3.9) с последовательным выбором этапов работы (см. рис. 3.12):

- запрессовка соединения;
- проворот деталей соединения;
- выпрессовка соединения.

7. Установка соединения на стол испытательной машины согласно описанию «*Запрессовка вала во втулку*».

8. Подготовка оборудования (см. рис. 3.13). При выполнении этого этапа на дисплее высвечивается перечень пунктов (см. рис. 3.14), выполнение которых обеспечивает готовность оборудования к проведению эксперимента. После выполнения требований пункта последовательно переходят к следующему пункту нажатием соответствующей цифровой клавиши (1, 2, ..., 6). Пункт «*Показания используемых модулей ТМИ установлены на нуль*» выполнять с точностью до ± 5 ед. Нуль устанавливать на модуле коммутации (см. рис. 3.3, б) ручкой, соответствующей номеру канала измерительного датчика. Для описываемой лабораторной работы это третий канал.

9. Выполнение эксперимента. Проводить в соответствии с инструкцией (см. рис. 3.15), появляющейся на дисплее после выбора этапа «*Выполнение эксперимента*» (см. рис. 3.13). Движение стола вверх включать кнопкой $\langle \uparrow \rangle$ по длинному звуковому сигналу, последовав-

шему после серии коротких предупредительных сигналов, которые издает компьютер. В процессе эксперимента (см. рис. 3.16) выполняется автоматический реверс, и подвижный стол возвращается в исходное положение. При этом на дисплее появляется график зависимости усилия запрессовки от длины соединения. *На графике следует отметить курсором точку, соответствующую максимальной силе.*

10. Просмотр полученных экспериментальных данных. Выйти в предыдущее меню (клавиша $\langle F10 \rangle$) и выбрать команду «*Результаты эксперимента*» (см. рис. 3.13).

11. Испытание соединения на проворот. Для этого необходимо установить соединение согласно описанию «*Проворот деталей прессового соединения*». Повторить эксперимент по п.п. 9...10.

12. Испытание соединения на выпрессовку (разборка). Соединение установить согласно описанию «*Выпрессовка соединения «вал-штулка*». Повторить эксперимент по п.п. 9...10.

13. Оформление отчета. Необходимо войти в меню по рис. 3.9. и выбрать команду «*Печать отчета по лабораторной работе*». Просмотреть отчет и напечатать необходимые разделы.

Вопросы для самоконтроля

1. Приведете 2–3 примера соединений с гарантированным натягом, применяемых в машиностроении.

2. Какие Вам известны способы сборки соединений с гарантированным натягом?

3. Изменится ли усилие выпрессовки, если соединение предварительно нагреть до 200°C ?

4. Какие факторы влияют на величину коэффициента трения в соединении с гарантированным натягом и почему?

5. В чем разница между измеренным натягом и расчетным?

6. В чем достоинства соединения с натягом перед шпоночными и шлицевыми соединениями?

7. В чем недостатки соединения с натягом перед шпоночными и шлицевыми соединениями?

8. Влияет ли диаметр вала d при прочих равных условиях, на передаваемое соединением осевое усилие F_a и вращающий момент T ?

9. Чем ограничена величина натяга в сопряжении?

Работа 3.2. Исследование процесса раскрытия стыка резьбового соединения

Цель работы

1. Экспериментально установить зависимость силы, растягивающей болт в затянутом резьбовом соединении, от величины внешней отрывающей силы.

2. Определить расчетные и экспериментальные значения коэффициента основной нагрузки χ в зависимости от конструкции деталей резьбового соединения.

3. Экспериментально установить влияние конструктивных особенностей резьбовых соединений (наличие или отсутствие упругих прокладок между соединяемыми деталями и др.) на перераспределение внешней отрывающей силы между болтом и деталями стыка.

В результате выполнения работы студент

- *должен знать:*
 - конструкцию болтовых соединений и особенности их работы;
 - основы теории затянутого болтового соединения, нагруженного внешней силой, раскрывающей стык;
 - устройство и работу экспериментального оборудования (испытательной машины ДМ-30А, приспособления ДМ-22А);
- *должен уметь:*
 - определять экспериментальные и теоретические значения коэффициента основной нагрузки χ и силы, растягивающей болт, в одноболтовом соединении;
 - обоснованно принимать технические решения при проектировании резьбовых соединений различного назначения и исполнения.

Краткие теоретические сведения

Рассмотрим деформированное состояние болтового соединения: до затяжки болта (рис. 3.20, а), затянутого силой $F_{\text{зат}}$ (рис. 3.20, б), а затем нагруженного рабочей внешней силой F_a , направленной вдоль оси болта и раскрывающей стык (рис. 3.20, в). Этот вид нагружения один из самых распространенных. Например, так нагружены болты крепления крышек сосудов, находящихся под давлением, болты фланцевых соединений, фундаментные болты.

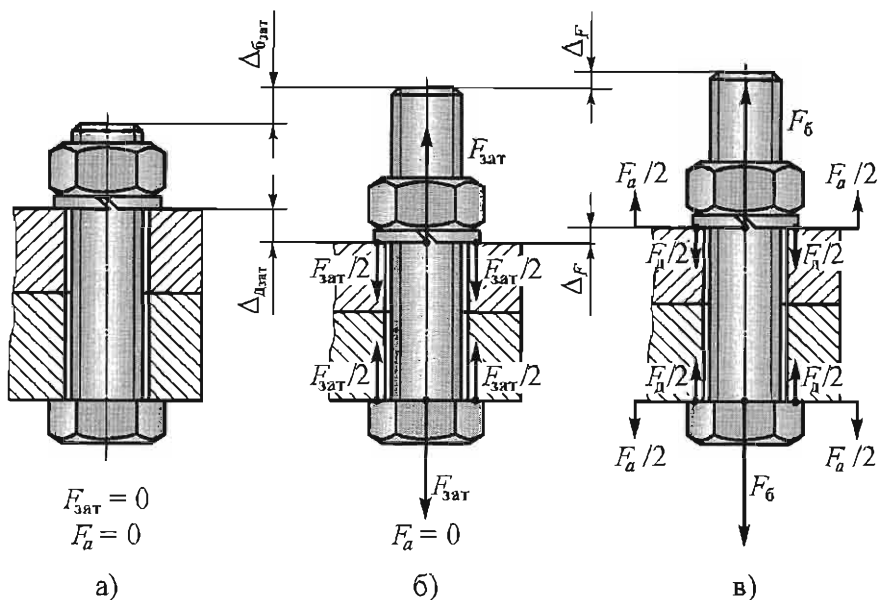


Рис. 3.20. Деформированное состояние резьбового соединения:
 а) до затяжки; б) после затяжки;
 в) приложении внешней осевой нагрузки

Определим силы, действующие на болт и стягиваемые детали.

При затяжке соединения силой $F_{зат}$ стягиваемые детали сожмутся на величину $\Delta_{д_зат}$, а болт растянется на величину $\Delta_{б_зат}$. Под действием внешней силы F_a болт дополнительно удлинится на величину Δ_F , а начальное сжатие деталей уменьшится на ту же величину Δ_F .

Совместную работу болта и стягиваемых деталей наглядно отражает диаграмма сил в болтовом соединении, показанная на рис. 3.21.

При работе соединения в пределах упругих деформаций деталей зависимость деформации от усилия прямолинейна, что изображено на диаграмме в виде лучей OA и OB . Они отражают зависимость деформаций растяжения болта (луч OA) и сжатия деталей (луч OB) от прикладываемого усилия.

Согласно закону Гука удлинение болта вследствие затяжки

$$\Delta_{б_зат} = \frac{F_{зат} l_б^*}{E_б A_б} = \lambda_б F_{зат},$$

где l_6^* – расчетная длина болта, равная длине болта между опорными поверхностями деталей плюс половина высоты гайки (рис. 3.22), мм;

E_6 – модуль упругости материала болта, МПа;

A_6 – площадь поперечного сечения болта, мм²;

$\lambda_6 = \frac{l_6^*}{E_6 A_6}$ – податливость болта, т.е. удлинение болта под действием единичной силы, мм/Н.

Для ступенчатых болтов

$$\lambda_6 = \frac{1}{E_6} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{l_{6i}}{A_{6i}},$$

где l_{6i} – длина деформирующейся части стержня болта площадью поперечного сечения A_{6i} , мм;

n – число ступеней разного сечения стержня болта.

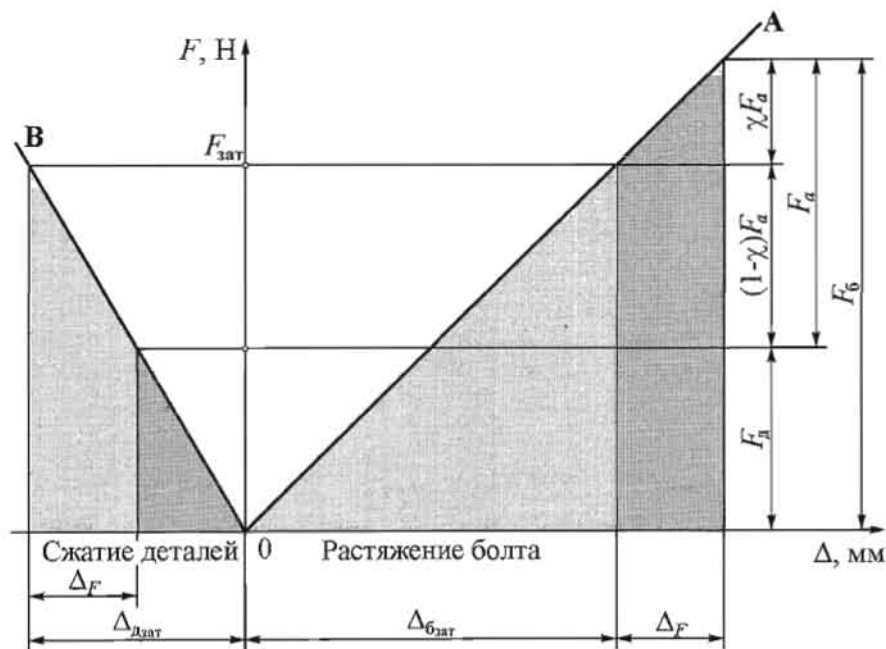


Рис. 3.21. Диаграмма сил в болтовом соединении

Для определения площади поперечного сечения резьбовой части болта его расчетный диаметр принимают $d_p = d - 0,94P$, где d и P – наружный диаметр и шаг резьбы. Для исследуемого соединения с болтом М16 $d_p = 14,12$ мм.

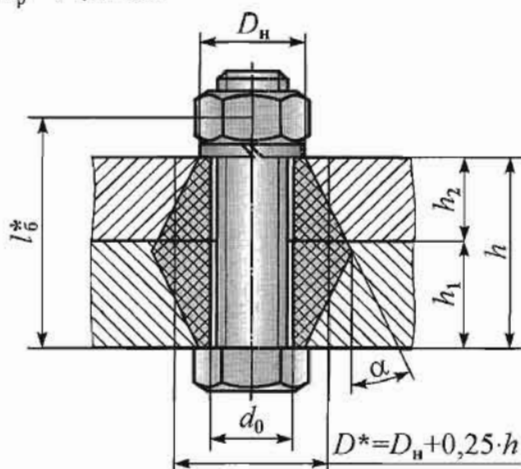


Рис. 3.22. Расчетная схема соединения

Сжатие соединяемых деталей после затяжки соединения

$$\Delta_{\text{дзат}} = -\lambda_{\text{д}} F_{\text{зат}},$$

где $\lambda_{\text{д}}$ – податливость соединяемых деталей, мм/Н.

Если детали выполнены из одинакового материала, то

$$\lambda_{\text{д}} = \frac{h}{(E_{\text{д}} A_{\text{д}}^*)},$$

если детали выполнены из разных материалов, то

$$\lambda_{\text{д}} = \frac{h_1}{(E_{\text{д1}} A_{\text{д1}}^*)} + \frac{h_2}{(E_{\text{д2}} A_{\text{д2}}^*)},$$

где h_1, h_2 – толщины соединяемых деталей (см. рис. 3.22), мм;

h – суммарная толщина соединения, $h = h_1 + h_2$;

$E_{\text{д1}}, E_{\text{д2}}$ – модули упругости материалов соединяемых деталей (для случая с одинаковыми материалами $E_{\text{д}} = E_{\text{д1}} = E_{\text{д2}}$);

$A_{\text{д}}^*$ – площадь поперечного сечения эквивалентного полого цилиндра.

Если между деталями установлена прокладка, то

$$\lambda_d = \frac{h}{E_d A_d^*} + \frac{h_{np}}{E_{np} A_d^*},$$

где h_{np} – толщина прокладки, мм;

E_{np} – модуль упругости материала прокладки, МПа.

Податливость соединяемых деталей определяют в предположении, что деформация распространяется на так называемые конусы давления. Диаметр D_n конуса давления равен наружному диаметру опорной поверхности гайки, а образующие конуса наклонены под углом $\alpha \approx 26^\circ$ ($\operatorname{tg} \alpha = 0,5$). Для упрощения расчетов конус обычно заменяют эквивалентным полым цилиндром, наружный диаметр которого

$$D^* = D_n + 0,25 h.$$

Площадь поперечного сечения эквивалентного полого цилиндра

$$A^* = \frac{\pi(D^{*2} - d_0^2)}{4},$$

где d_0 – диаметр отверстия под болт в соединяемых деталях.

При приложении внешней нагрузки F_a к предварительно затянутому соединению болт дополнительно растягивается на величину Δ_r и на ту же величину уменьшается начальное сжатие деталей (см. рис. 3.20, в). Болт и детали ведут себя как одно целое до момента раскрытия стыка, но силы, возникающие в болте и стягиваемых деталях различны. Силы на болт и стягиваемые детали при приложении внешней нагрузки F_a удобно определить из диаграммы сил (см. рис. 3.21).

Меньшей деформации сжатия стягиваемых деталей согласно диаграмме сил соответствует меньшее усилие со стороны болта на стык и, соответственно, со стороны стыка на болт. Таким образом, внешняя нагрузка F_a добавляется не к начальному усилию затяжки $F_{зат}$, а к величине остаточной затяжки стыка F_d , т.е. к усилию предварительной затяжки соединения $F_{зат}$ добавляется только часть внешней нагрузки χF_a . Полная растягивающая нагрузка на болт:

$$F_b = F_d + F_a = F_{зат} + \chi F_a.$$

Здесь χ – коэффициент основной нагрузки, показывающий долю внешней нагрузки F_a , воспринимаемой болтом в предварительно затянутом соединении.

Остальная часть внешней нагрузки $F_a - \chi F_a = (1 - \chi)F_a$ идет на раскрытие стыка, т.е. на снижение усилия сжатия стыка.

Выразим коэффициент основной нагрузки χ через параметры стыка. Для этого выразим Δ_F через податливости звеньев:

- для болта $\Delta_F = \lambda_b \chi F_a$;
- для деталей $\Delta_F = \lambda_d (1 - \chi)F_a$.

Решая совместно эти два уравнения, получим

$$\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_d + \lambda_b}.$$

Расчеты показывают, что для жестких стыков при отсутствии мягких прокладок $\chi = 0, 2 \dots 0,3$, т.е. только 20...30 % внешней нагрузки F_a дополнительно нагружают предварительно затянутый болт, остальная ее часть идет на разгрузку стыка.

При дальнейшем увеличении внешней нагрузки F_a в стыке стягиваемых деталей появляется зазор. Образование зазора в стыке недопустимо, так как при этом нарушается плотность соединения и герметичность, а при переменной нагрузке появляются удары в стыке, от которых соединение быстро разрушается.

Для предотвращения раскрытия стыка должно быть выполнено условие

$$F_d = F_{\text{зат}} - (1 - \chi)F_a > 0$$

или

$$F_{\text{зат}} > (1 - \chi)F_a.$$

Обычно назначают

$$F_{\text{зат}} = k(1 - \chi)F_a,$$

где k – коэффициент запаса из условия нераскрытия стыка.

При проектировании затянутых резьбовых соединений, нагруженных внешней отрывающей силой, необходимо учитывать следующее:

- сила предварительной затяжки $F_{\text{зат}}$ определяется с учетом внешней нагрузки;

- с целью снижения нагрузки на болт необходимо увеличивать податливость его стержня и снижать податливость стыка соединяемых деталей: для чего увеличивать рабочую длину и уменьшать площадь поперечного сечения болта, а также исключать податливые прокладки в стыке деталей.

Устройство и работа лабораторной установки

Работа выполняется на универсальной испытательной машине ДМ-30А (см. рис. 3.4) с использованием специального приспособления ДМ-22А. Описание машины ДМ-30А и общие рекомендации по работе на ней приведены в разд. 3.1 и 3.2.

Приспособление 3 (рис. 3.23) крепится через шарниры Гука к рабочему подвижному столу 4 и к верхнему неподвижному захвату 1. Наличие шарниров Гука обеспечивает центральное приложение к соединению внешней растягивающей силы F_a .

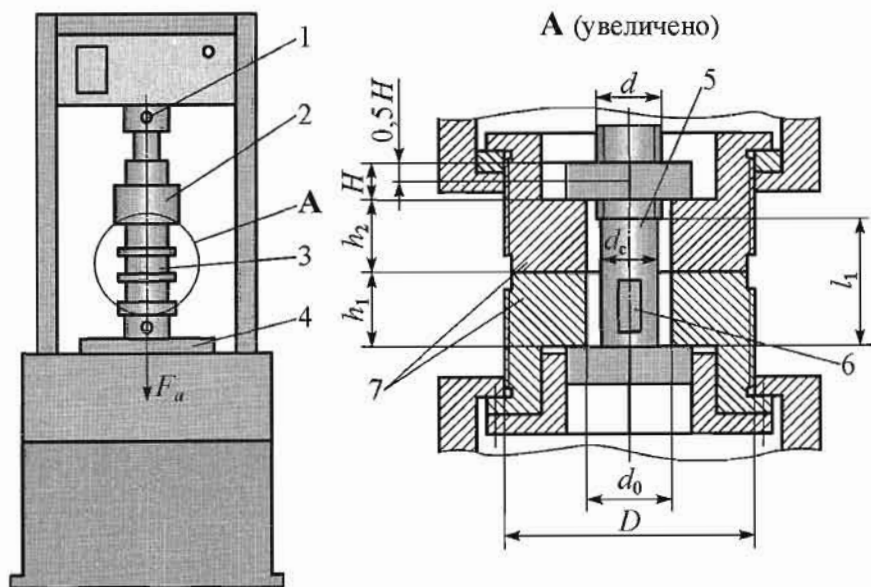


Рис. 3.23. Схема универсальной испытательной машины с приспособлением ДМ-22А

Приспособление содержит:

- 1) силовую головку 2, служащую для изменения внешней растягивающей силы F_a , раскрывающей стык;
- 2) болтовое соединение, включающее в себя две втулки 7 и болт 5, оснащенный тензодатчиком 6 для измерения усилия F_6 .

Датчики для измерения усилия на болт F_6 и внешней силы F_a через УСО подключены к компьютеру.

Размеры элементов соединения приведены в табл. 3.1.

Характеристики материала прокладок выбираются из справочной литературы или указываются преподавателем.

Таблица 3.1

Размеры элементов резьбового соединения

Болт			Гайка		Детали		
d , мм	d_c , мм	l_1 , мм	H , мм	S , мм	d_0 , мм	D , мм	$h_1=h_2$, мм
16	14	56	13	24	18	56	30

Необходимое оборудование и инструмент

1. Универсальная испытательная машина ДМ-30А.
2. Приспособление ДМ-22А для исследования процесса раскрытия стыка резьбового соединения.
3. Компьютер типа IBM PC с платой интерфейса УСО.
4. Устройство связи компьютера с объектом (УСО).
5. Набор прокладок.
6. Торцовый ключ.

Последовательность выполнения лабораторной работы в диалоговом режиме с элементами АСНИ

Перед началом работы проводится индивидуальный автоматизированный контроль знаний. К выполнению работы допускают студентов, успешно прошедших тестирование.

Лабораторную работу выполняют в диалоговом режиме с компьютером и в режиме реального времени физического процесса.

Автоматизированный режим включает в себя следующие этапы:

1. Внесение сведений об исполнителях лабораторной работы (см. рис. 3.6, 3.7).

2. Выбор лабораторной работы «Испытание болтового соединения с использованием установки ДМ-22А» (см. рис. 3.6, 3.8).

3. Формирование исходных данных. Необходимые сведения о соединении высвечиваются на дисплее (рис. 3.9, 3.24). Изучение состава исходных данных, высвеченных на дисплее, проверка их числовых значений и при необходимости корректировка. Если проводится испытание болтового соединения с прокладкой, то необходимо ввести числовые значения модуля упругости материала прокладки и толщину прокладки.

ЮурГУ	
ФОРМИРОВАНИЕ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ	
БОЛТ:	Модуль упругости материала, МПа..... $E_6 = 215000$ Диаметр резьбы номинальный, мм..... $d = 16.0$ Шаг резьбы, мм..... $P = 2.0$ Диаметр 1-го гладкого участка стержня, мм..... $d_{c1} = 14.0$ Длина гладкого участка диаметром d_{c1} , мм..... $l_1 = 56.0$ Диаметр 2-го гладкого участка стержня, мм..... $d_{c2} = 0.0$ Длина гладкого участка диаметром d_{c2} , мм..... $l_2 = 0.0$
ГАЙКА:	Высота, мм..... $H = 13.0$ Размер под ключ, мм..... $S = 24.0$
ДЕТАЛИ:	Модуль упругости материала деталей, МПа..... $E_{1,2} = 215000$ Модуль упругости материала прокладки, МПа... $E_3 = 71000$ Внешний диаметр, мм..... $D = 56.0$ Диаметр отверстия под болт, мм..... $d_0 = 18.0$ Толщины соединяемых деталей, мм: 1-й..... $h_1 = 30.0$ 2-й..... $h_2 = 30.0$ 3-й..... $h_3 = 0.0$
Кэффициент масштаба внешней силы, Н/(еод/2).....	$K_{Fa} = 48.9$
Кэффициент масштаба силы в болте, Н/(еод/2).....	$K_{Fb} = 48.9$
$\langle F1 \rangle$ – Помощь	$\langle F10 \rangle$ – Выход

Рис. 3.24. Формирование исходных данных

4. Расчет теоретических значений податливости болта λ_6 , податливости деталей λ_d , коэффициента основной нагрузки χ . Расчет проводится на ЭВМ в автоматизированном режиме (рис. 3.9, 3.25).

5. Выбор варианта эксперимента – испытание соединения без прокладки (рис. 3.26).

6. Подготовка оборудования (рис. 3.13, 3.27). При выполнении этого этапа на дисплее высвечивается меню, выполнение пунктов которого обеспечивает готовность оборудования к проведению эксперимента. Переход к следующему пункту меню возможен только после

выполнения предыдущего пункта нажатием соответствующей цифровой клавиши (1, 2, ...). Пункт «Показания используемых модулей БУИ установлены на нуль» выполняют с точностью до ± 2 ед. Ноль устанавливают на модуле коммутации (рис. 3.3, б) ручкой, соответствующей номеру канала измерительного датчика. Для данной работы это 2-й канал.

ЮУрГУ РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА	
Податливость болта, мм/Н.....	$\lambda_b = 2.00e-06$
Податливость деталей, мм/Н.....	$\lambda_d = 2.97e-07$
Коэффициент основной нагрузки.....	$\chi = 0.129$
<F1> – Помощь	<F10> – Выход

Рис. 3.25. Результаты расчета параметров соединения

ЮУрГУ ИСПЫТАНИЯ ЗАТЯНУТОГО БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ОТРЫВАЮЩЕЙ НАГРУЗКИ	
Соединение без прокладки	
Соединение с упругой прокладкой	
<F1> – Помощь	<F10> – Выход

Рис. 3.26. Выбор объекта исследования

7. Выполнение эксперимента в соответствии с инструкцией, представляемой на дисплее (рис. 3.13, 3.28, 3.29):

7.1. Затяжка болта торцовым ключем до силы затяжки $F_{зат} = 3000 \dots 8000$ Н, (желательно ближе к верхней границе диапазона).

7.2. Обкатка соединения, т.е. нагрузка, а затем разгрузка соединения. Если после обкатки сила затяжки стала меньше нижней границы рекомендуемого диапазона, то необходимо вновь за-

тянуть болт до указанной силы затяжки. Полученную силу необходимо запомнить, чтобы затем использовать в эксперименте с прокладкой.

- 7.3. Включение установки и нагрузка соединения внешней силой (установку включают после возникновения монотонного продолжительного звукового сигнала). После разгрузки соединения и появления на дисплее графика, характеризующего зависимость полного усилия в болте от внешней силы, необходимо с помощью клавиши <Enter> зафиксировать положение курсора, соответствующее моменту раскрытия стыка. Значения силы в болте и внешней силы в данной точке используют для определения внешней силы, раскрывающей стык.
- 7.4. Выход в предыдущее меню – по клавише <F10>. Выбрав команду «Результаты эксперимента» (см. рис. 3.13), просмотреть полученные экспериментальные данные.

ЮУрГУ				
Испытание соединения без прокладки				
Подготовка оборудования к работе				
<p>Перед проведением эксперимента проверьте готовность оборудования к работе. Оборудование подготовлено к работе, если:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. БУИ прогрет. 2. Исследуемое соединение находится в незатянутом состоянии. 3. Кнопка «<i>Диапазон</i>» каждого ТМИ нажата на 3-м диапазоне (масштаб х 2 еод). 4. Показания используемых модулей БУИ установлены на «0». <p><i>Подтвердите каждый пункт готовности оборудования к работе нажатием соответствующей цифровой клавиши.</i></p>				
ПОКАЗАНИЯ ТМИ				
	Показание	0	0	
	Масштаб	х 2 еод	х 2 еод	
	Канал	2	1	
<F10> – Выход				

Рис. 3.27. Подготовка оборудования к работе

8. Испытание болтового соединения с прокладкой. Для этого необходимо:

- по наличию относительного перемещения шарниров Гука проверить отсутствие внешней нагрузки на болтовом соединении;
- установить в плоскости стыка между деталями упругую прокладку;
- выйти в меню выбора вариантов эксперимента (нажать два раза клавишу <F10>) и выбрать вариант – испытание соединения с прокладкой (см. рис. 3.26);
- повторить эксперимент по п.п. 6 и 7 (в п. 7.2 после обкатки соединения необходимо установить силу затяжки, равную силе, получившейся для соединения без прокладки).

9. Печать отчета (см. рис. 3.9).

ЮУрГУ		
ПРОВЕДЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТА		
<p>Затяните болт торцовым ключем до силы затяжки $F_{\text{зат}} = 61 \dots 164$ единиц БУИ (3000...8000 Н). Значение силы затяжки $F_{\text{зат}}$ отмечается индикаторами F_6 при значении внешней силы $F_a = 0$.</p>		
Канал	Показания ТМИ	Значения сил, Н
1	$F_a = \boxed{0}$	$F_a = \boxed{0}$ – внешняя сила
2	$F_6 = \boxed{0}$	$F_6 = \boxed{0}$ – сила в болте
<p><i>Примечание.</i> $F_{\text{зат}} = F_6$ при $F_a = 0$</p>		
<F1> – Помощь	<Enter> – Инструкция выполнена	<F10> – Выход

Рис. 3.28. Затяжка соединения

ЮУрГУ ПРОВЕДЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТА		
<p>Произведите, при необходимости, обкатку соединения, нажав на установке ДМ-30А кнопку «<i>Стол вниз</i>».</p> <p>После обкатки сила затяжки может уменьшиться. Значение F_a должно снова стать нулевым.</p>		
Канал	Показания ТМИ	Значения сил, Н
1	$F_a = $ <input style="width: 40px; text-align: right;" type="text" value="0"/>	$F_a = $ <input style="width: 40px; text-align: right;" type="text" value="0"/> – внешняя сила
2	$F_6 = $ <input style="width: 40px; text-align: right;" type="text" value="149"/>	$F_6 = $ <input style="width: 40px; text-align: right;" type="text" value="7286"/> – сила в болте
<p>Примечание. $F_{зат} = F_6$ при $F_a = 0$</p>		
<F1> – Помощь	<Enter> – Инструкция выполнена	<F10> – Выход

Рис. 3.29. Приложение внешней нагрузки на болт

Вопросы для самоконтроля

1. Приведите 2...3 примера затянутого болтового соединения, нагруженного внешней отрывающей силой.
2. Как изменится полное усилие в болте с увеличением внешней нагрузки, раскрывающей стык?
3. Как можно уменьшить силу, действующую на болт, в затянутом болтовом соединении, нагруженном внешней силой?
4. Как влияет прокладка между деталями стыка на величину силы, действующей на болт?
5. Запишите условие нераскрытия стыка.
6. Как влияет модуль упругости материала деталей, прокладки, болта на величину внешней силы, при которой происходит раскрытие стыка?
7. Как влияет толщина деталей прокладки и длина болта на величину внешней силы, при которой происходит раскрытие стыка?

Работа 3.3. Исследование трения в резьбовых соединениях

Цель работы

1. Экспериментально определить значения коэффициентов трения в резьбе и на торце гайки, а также коэффициент полезного действия винтовой пары.

2. Экспериментально проверить достоверность теоретической зависимости между осевым усилием в винтовой паре и моментом завинчивания в резьбе.

В результате проведения лабораторной работы студент

• *должен знать:*

- теорию винтовой пары;
- расчет на прочность резьбовых деталей;
- конструкцию приспособления и методические особенности проведения эксперимента в автоматическом режиме с использованием ЭВМ;

• *должен уметь:*

- анализировать конструктивные особенности резьбовых соединений в части нагруженности резьбовых деталей;
- выбирать наиболее рациональную схему проведения эксперимента и самостоятельно выполнять исследования;
- обоснованно использовать в процессе проектирования и в научных исследованиях результаты, полученные при проведении эксперимента.

Краткие теоретические сведения

При завинчивании резьбового соединения (рис. 3.30) затрачивается энергия на преодоление сил трения в резьбе и на опорной поверхности (торце) гайки. Вращающий момент, приложенный к гайке или к головке винта при завинчивании резьбового соединения, вычисляется по формуле

$$T_{\text{зав}} = T_p + T_T,$$

где T_p – момент трения в резьбе, Н·мм;

T_T – момент трения на торце гайки, Н·мм.

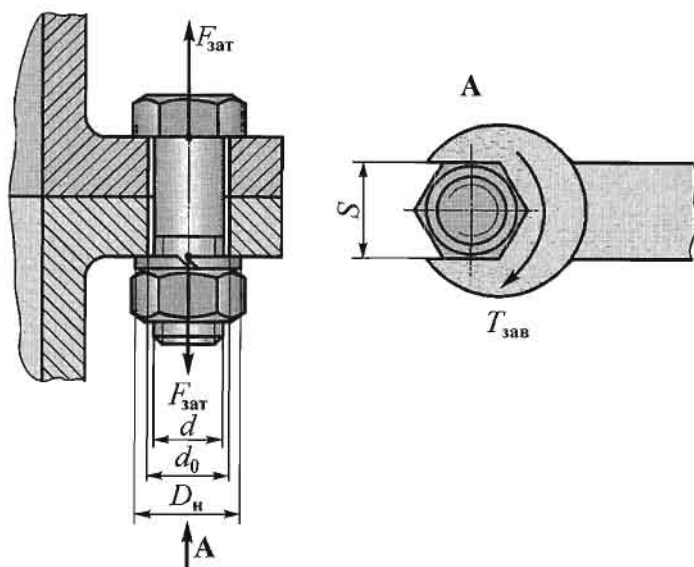


Рис. 3.30. Расчетная схема резьбового соединения

Момент трения в резьбе T_p связан с осевой силой на винте F_a зависимостью

$$T_p = F_a \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1) \frac{d_2}{2},$$

где F_a – осевая сила на винте, Н;

d_2 – средний диаметр резьбы, мм;

ψ – угол подъема винтовой линии резьбы, градус;

φ – приведенный угол трения в резьбовом соединении, градус,

$$\varphi_1 = \operatorname{arctg} f_1;$$

f_1 – приведенный коэффициент трения в резьбовом соединении,

$$f_1 = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}};$$

f – коэффициент трения в резьбовом соединении;

α – угол профиля резьбы, градус.

Момент трения T_r на торце гайки при завинчивании определяется по формуле, основанной на допущении, что равнодействующая сил

трения между торцом гайки и соединяемой деталью приложена на среднем диаметре кольцевой опорной поверхности гайки:

$$T_{\tau} = F_a f_{\tau} \frac{d_{\text{cp}}}{2},$$

где f_{τ} – коэффициент трения на опорной поверхности гайки;

d_{cp} – средний диаметр кольцевой опорной поверхности гайки, мм,

$$d_{\text{cp}} = \frac{D_{\text{н}} + d_0}{2} \approx \frac{S + d_0}{2};$$

S – размер гайки под ключ, условно принимаемый за наружный диаметр кольцевой опорной поверхности гайки $D_{\text{н}}$, мм;

d_0 – диаметр отверстия под винт, мм.

Винт испытывает сложное напряженное состояние – растяжение растягивающей осевой силой F_a и скручивание моментом трения в резьбе T_p .

Согласно энергетической теории прочности эквивалентные напряжения в стержне винта, МПа,

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2}.$$

Расчеты показывают, что для однозаходных резьб вследствие их геометрического подобия можно принять

$$\sigma_3 \approx 1,3\sigma_p = 1,3 \frac{F_a}{\frac{\pi d_3^2}{4}},$$

где d_3 – диаметр впадин резьбы винта, условно принимаемый в качестве расчетного, мм.

Это позволяет упростить расчет резьбовых соединений, сведя их расчет на растяжение по увеличенной в 1,3 раза осевой силе.

Устройство и работа лабораторной установки

Работу выполняют на универсальной испытательной машине ДМ-30А (см. рис. 3.4) с использованием специального приспособления ДМ-27А. Описание машины ДМ-30А и общие рекомендации по работе на ней приведены в разд. 3.1 и 3.2.

В комплект приспособления ДМ-27А (рис. 3.31) входит устройство для нагружения болтового соединения с одновременным измерением осевого усилия затяжки на болте F_a и вращающего момента при за-

винчивании $T_{зав}$, а также набор гаек, болтов и втулок. Приспособление ДМ-27А монтируется на машине ДМ-30А и состоит из корпуса 12, в котором на подшипниках 10 установлена шестерня 9, приводимая в движение рейкой 8, закрепленной в верхней траверсе машины ДМ-30А. Через шестерню проходит торсион 13, один конец которого установлен в шестерне на шлицах, а другой – во втулке 7, имеющей шестигранный внутренний профиль, совпадающий с наружным профилем гайки. Торсион фиксируется во втулке винтовым зажимом 6.

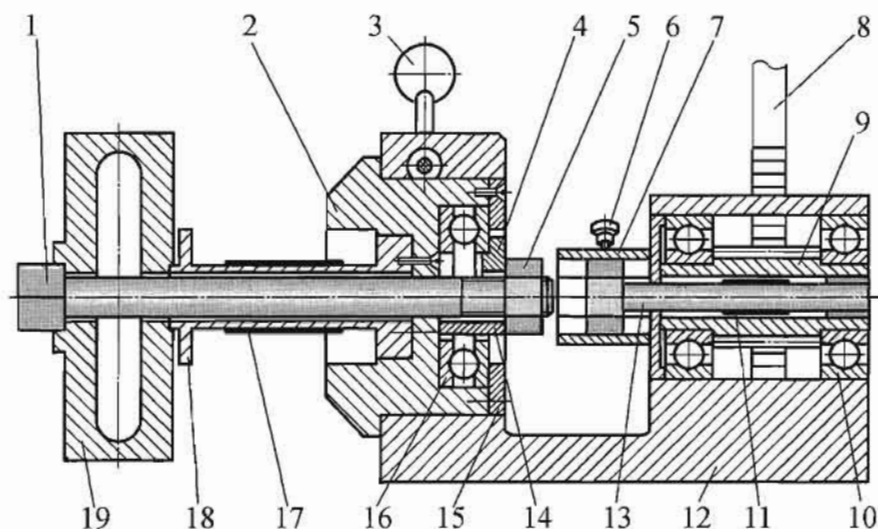


Рис. 3.31. Приспособление ДМ-27А

Исследуемый болт 1 с гайкой 5 устанавливают во втулке 18, жестко соединенной с пружиной 19. Ступица 2 может поворачиваться на угол до 90° и фиксироваться в произвольном положении рукояткой 3. При определении момента трения в резьбе T_p для исключения влияния трения на опорной поверхности гайки в приспособлении установлен упорный подшипник 16, фиксируемый шайбой 15, на который опирается нажимная шайба 4. При определении полного момента сопротивления $T_{зав}$ вместо нажимной шайбы 4 устанавливают опорную втулку 14, исключая работу подшипника.

На втулке 18 и на торсионе 13 наклеены тензорезисторы 17 и 11, с помощью которых измеряются соответственно осевое усилие F_a и вращающий момент $T_{зав}$, прикладываемый к гайке. Тензорезисторы

через УСО соединены с компьютером, на мониторе которого отображается график зависимости F_a от $T_{зав}$ в процессе завинчивания и отвинчивания соединения.

Эксперимент выполняют следующим образом. Исследуемый болт 1 устанавливают в паз пружины 19. В зависимости от задачи эксперимента устанавливают либо нажимную шайбу 4, либо опорную втулку 14, после чего вручную наворачивают гайку 5 до упора. Рукояткой 3 растормаживают ступицу 2 и, поворачивая ее, надвигают втулку 7 на гайку 5 до касания с нажимной шайбой 4 или опорной втулкой 14, затем втулку 7 фиксируют винтом 6. После нажатия кнопки «Пуск» стол машины ДМ-30А перемещается вниз, зубчатая рейка 8, зафиксированная в верхней траверсе машины, поворачивает шестерню 9 и соединенный с ней торсион 13, который передает вращающий момент через втулку 7 на гайку 5. Поворот гайки 5 контролируется конечным выключателем и при достижении угла 180° включается реверс; при этом гайка возвращается в исходное положение. Параметры F_a и $T_{зав}$ непрерывно регистрируются в процессе эксперимента.

Необходимое оборудование и инструмент

1. Универсальная испытательная машина ДМ-30А.
2. Приспособление ДМ-27А в комплекте с нажимной шайбой и опорной втулкой для исследования трения в резьбе.
3. Компьютер типа IBM PC с платой интерфейса УСО.
4. Устройство связи компьютера с объектом (УСО).
5. Комплект испытываемых болтов и гаек.
6. Штангенциркуль.

Последовательность выполнения лабораторной работы в диалоговом режиме с элементами АСНИ

Перед началом работы проводится индивидуальный автоматизированный контроль знаний. К выполнению работы допускают студентов, успешно прошедших тестирование.

Лабораторную работу выполняют в диалоговом режиме с компьютером и в режиме реального времени физического процесса.

Автоматизированный режим включает в себя следующие этапы:

1. Подготовка к работе УСО:
 - нажать кнопку 4 «*Сеть*» на устройстве питания (см. рис. 3.2);
 - нажать кнопки питания «*Пит*» на модулях ТМИ и ИВП (см. рис. 3.3);
 - выбрать каналы «ТД-1» (см. рис. 3.3) на модулях коммутации;
 - выбрать коэффициент усиления модулей ТМИ кнопками «*Диапазон*» (рис. 3.3) (необходимый диапазон будет рекомендован преподавателем);
 - прогреть УСО в течение 45 мин.
2. Внесение сведений об исполнителях лабораторной работы (см. рис. 3.6 и рис. 3.7).
3. Выбор лабораторной работы «*Испытание болтового соединения с использованием установки ДМ-27А*» (см. рис. 3.6 и рис. 3.8).
4. Выбор раздела «*Формирование исходных данных*» (см. рис. 3.9). Согласно меню (рис. 3.32) изучить состав исходных данных, проверить их числовые значения и при необходимости откорректировать.

ЮУрГУ	
ФОРМИРОВАНИЕ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ	
Номинальный диаметр болта, мм..... $d = 16$	
Шаг резьбы, мм..... $P = 2.0$	
Класс прочности..... $K_p = 4.8$	
Коэффициент запаса прочности..... $n = 2.5$	
Коэффициент масштаба сил, Н/(еод/2)..... $K_F = 48.9$	
Коэффициент масштаба момента, Нм/(еод /2)..... $K_T = 0.0542$	
Размер гайки под ключ, мм..... $S = 24$	
$\langle F1 \rangle$ – Помощь	$\langle F10 \rangle$ – Выход

Рис. 3.32. Формирование исходных данных

5. Выбор раздела «*Выполнение расчета*» из меню (см. рис. 3.9) и выполнение расчетов по исходным данным в автоматизированном режиме (рис. 3.33).

ЮУрГУ	
РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА	
Средний диаметр резьбы, мм.....	$d_2 = 14.70$
Тангенс угла подъема резьбы.....	$\text{tg}\psi = 0.04333$
Угол подъема резьбы, рад.....	$\psi = 0.0433$
Угол подъема резьбы, градус.....	$\psi^\circ = 2.480$
Расчетный диаметр резьбы, мм.....	$d_p = 14.12$
Расчетная площадь сечения, мм ²	$A_p = 156.59$
Момент сопротивления кручению, мм ³	$W_p = 552.76$
Минимальное значение предела текучести, МПа.....	$\sigma_T = 320.00$
Предельное допустимое значение силы затяжки, Н.....	$F_{\text{зат lim}} = 15417.92$
<F1> – Помощь	<F10> – Выход

Рис.3.33. Результаты расчета параметров соединения

6. Выбор раздела «Проведение эксперимента» из меню (см. рис. 3.9) и из меню по рис. 3.34 раздела «Без учета трения на торце гайки».

ЮУрГУ	
ИСПЫТАНИЕ СОЕДИНЕНИЯ ПОД ДЕЙСТВИЕМ МОМЕНТА ЗАТЯЖКИ	
Без учета трения на торце гайки	
С учетом трения на торце гайки	
<F1> – Помощь	<F10> – Выход

Рис.3.34. Выбор режима испытаний

7. Выбор раздела «Подготовка оборудования» из меню рис. 3.13 и выполнение этого этапа согласно меню рис. 3.35.

8. Выбор раздела «Выполнение эксперимента» из меню рис. 3.13 и выполнение эксперимента согласно меню (рис. 3.36, 3.37).

9. После окончания эксперимента выбор из меню рис. 3.13 раздела «Результаты эксперимента» и просмотр результатов на мониторе компьютера (рис. 3.38).

ЮУрГУ			
Испытание без учета трения на торце гайки			
Подготовка оборудования к работе			
<p>Перед проведением эксперимента проверьте готовность оборудования к работе. Оборудование подготовлено к работе, если:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. БУИ прогрет. 2. Тумблер ДМ-30А поставлен в положение «<i>Стрелки вниз-вверх</i>». 3. Болт с нажимной шайбой, опирающейся на упорный подшипник, установлен. 4. Гайка освобождена. 5. Кнопка «<i>Диапазон</i>» ТМИ нажата на 3-м диапазоне (масштаб x 2 еод). 6. Показания используемых модулей БУИ установлены на нуль. <p>Подтвердите каждый пункт готовности оборудования к работе нажатием соответствующей цифровой клавиши.</p>			
ПОКАЗАНИЯ ТМИ			
	Показание	– 3	0
	Масштаб	x 2 еод	x 2 еод
	Канал	2	1
<F10> – Выход			

Рис. 3.35. Испытание без учета трения на торце гайки

10. Выбор раздела испытания «*С учетом трения на торце гайки*». Нажимая клавишу <F10> – выход, выйдете в меню (см. рис. 3.37) и выберите раздел испытания «*С учетом трения на торце гайки*».

11. Проведение испытания согласно п.п. 8...10 с предварительной установкой под гайку 5 (см. рис. 3.31) опорной втулки 14, что исключает из работы упорный подшипник 16 и создает силу трения между торцом гайки 5 и опорной поверхностью.

12. Оформление отчета по лабораторной работе. Нажимая клавишу <F10> – выход, выйдете в меню по рис. 3.9. Выберите раздел «*Печать отчета по лабораторной работе*» и из меню рис. 3.17 выберите необходимые разделы для получения «твердой» копии отчета.

Внимание !

- *Выход в меню по рис. 3.6, которое находится над меню согласно рис. 3.9, приведет к потере результатов эксперимента.*

ЮУрГУ		
Проведение эксперимента		
<p>Устраните зазоры в соединении, установив момент затяжки в диапазоне 6...16 еод по БУИ.</p> <p>Значение силы затяжки отмечается индикатором $F_{зат}$, значение крутящего момента – индикаторами T_p или $T_{зав}$.</p>		
Канал	Показания ТМИ	Значение момента, Н·м Значение силы, Н
1	$T_p = \dots$	$T_p = \dots$ – вращающий момент
2	$F_{зат} = \dots$	$F_{зат} = \dots$ – сила затяжки
<F1> – Помощь	<Enter> – Инструкция выполнена	<F10> – Выход

Рис. 3.36. Подготовка к эксперименту

ЮУрГУ		
Проведение эксперимента		
<p>Для выполнения эксперимента нажмите клавишу <Enter>.</p> <p>Через 5 секунд после этого компьютер подаст звуковой сигнал, по которому нажмите на установке ДМ-30А кнопку «Стол вниз».</p> <p>После этого ход эксперимента можете наблюдать на компьютере.</p>		
Канал	Показания ТМИ	Значение момента, Н·м Значение силы, Н
1	$T_p = \dots$	$T_p = \dots$ – вращающий момент
2	$F_{зат} = \dots$	$F_{зат} = \dots$ – сила затяжки
<F1> – Помощь	<Enter> – Инструкция выполнена	<F10> – Выход

Рис. 3.37. Проведение эксперимента

ЮрГУ	
Испытание болтового соединения без учета трения на торце гайки	
РЕЗУЛЬТАТЫ ОБРАБОТКИ ЭКСПЕРИМЕНТА	
Расчетно-экспериментальные значения параметров, характеризующих исследуемое болтовое соединение:	
Максимальная сила затяжки, Н	$F_{\text{зат max}} = 13740.90$
Максимальный момент в резьбе, Н·м	$T_{\text{p max}} = 24.17$
Отношение экв. напряж. к напряж. растяжения . $\sigma_{\text{э}}/\sigma_{\text{p}}$	$= 1.321$
Напряжения растяжения, МПа	$\sigma_{\text{p}} = 87.75$
Напряжения кручения, МПа	$\tau_{\text{кр}} = 43.73$
Коэффициент трения в резьбе	$f_1 = 0.166$
<i>Примечание.</i> При необходимости, нажав клавишу <F1>, можно провести повторную обработку результатов эксперимента.	
<F1> – Помощь	<F10> – Выход

Рис. 3.38. Результаты исследования резьбового соединения

Вопросы для самоконтроля

1. Для какого профиля резьбы величина приведенного коэффициента трения имеет минимальное (максимальное) значение и почему?
2. Каким образом можно уменьшить моменты трения в резьбе и на опорной поверхности гайки?
3. Какое соотношение эквивалентных напряжений и напряжений растяжения имеет место в стержне болта резьбового соединения?
4. Как изменится момент завинчивания $T_{\text{зав}}$ для болтового соединения, если угол подъема винтовой линии резьбы увеличить?
5. Почему прямоугольную резьбу не используют в качестве крепежной?
6. Почему для ходовых и грузовых резьб угол профиля витка выбирают по возможности минимальный, а для крепежных резьб – максимальный?
7. Влияет ли число заходов резьбы на моменты трения в резьбе и на торце гайки?
8. Влияет ли величина шага резьбы на моменты трения в резьбе и на торце гайки?

Работа 3.4. Исследование тяговой способности клиноременной передачи

Цель работы

1. Экспериментально установить зависимость коэффициента упругого скольжения и коэффициента полезного действия ременной передачи от величины начального натяжения ремня и величины внешней нагрузки.

2. Определить режимы рационального нагружения ременных передач.

3. Ознакомиться с принципом испытания клиноременной передачи на основе использования циркуляции мощности в замкнутом контуре.

В результате выполнения работы студент

- *должен знать:*

- конструкцию и принцип работы ременных передач;
- силовые и кинематические зависимости, характеризующие работу ременной передачи;
- назначение и методику построения кривых скольжения;
- особенности испытания ременных передач и пути повышения их тяговой способности;

- *должен уметь:*

- методически грамотно проводить испытания тяговой способности ременных передач в автоматизированном режиме;
- анализировать причины изменения тяговой способности передачи;
- обосновывать принимаемые проектные решения, направленные на повышение тяговой способности и эксплуатационной надежности ременных передач.

Краткие теоретические сведения

Ременная передача содержит ведущий шкив 1 и ведомый шкив 3, охватываемые гибким ремнем 2 (рис. 3.39). Она предназначена для передачи механической энергии в кинематической цепи от двигателя к исполнительному механизму, как правило, с изменением частоты вращения и вращающего момента (нагрузки).

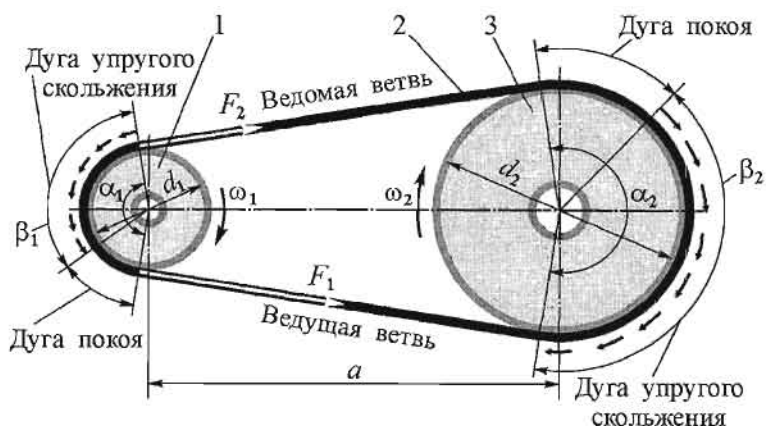


Рис. 3.39. Схема ременной передачи и упругое скольжение ремня

Нагрузка передается силами трения, что обеспечивается предварительным натяжением ремня.

Достоинства ременных передач:

- простота конструкции;
- плавность работы;
- возможность передачи движения на значительные расстояния.

Недостатки ременных передач:

- большие габариты;
- низкая тяговая способность;
- низкая долговечность;
- большие нагрузки на валы и опоры;
- небольшое передаточное отношение, оптимальное значение $i = 2 \dots 4$;

- отсутствие жесткой кинематической связи.

По форме поперечного сечения ремни различают: плоские, клиновые, поликлиновые и круглые.

Особую группу составляют ременные передачи с зубчатым ремнем, являющиеся *передачами зацеплением* гибкой связью.

Ветвь, набегающая на ведущий шкив, называется ведущей, сбегающая с него – ведомой.

В состоянии покоя каждая ветвь ремня нагружена одинаковой силой начального натяжения F_0 . Это усилие практически сохраняется и на холостом ходу передачи, т.к. относительные потери $(1 - \eta)$ незначительны.

Под нагрузкой натяжение ветвей ремня перераспределяется: ведущая ветвь дополнительно натягивается до значения F_1 , а ведомая ветвь при этом разгружается от начального натяжения до величины F_2 . Сумма натяжений ветвей под нагрузкой сохраняется, т.е. $F_1 + F_2 = 2F_0$, а разность натяжений ветвей равна окружной силе $F_t = F_1 - F_2$.

Окружная сила F_t на шкивах, Н,

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1},$$

где T_1 – вращающий момент на ведущем шкиве, Н·мм;

d_1 – диаметр ведущего шкива, мм.

Из анализа приведенных зависимостей следует, что с увеличением усилия предварительного натяжения ремня окружное усилие и нагрузочная способность передачи возрастают.

Наличие разных усилий в ведущей и ведомой ветвях F_1 и F_2 является причиной разных напряжений σ_1 и σ_2 , относительных деформаций в ветвях ремня ε_1 и ε_2 и появления упругого скольжения ε ремня на шкивах работающей передачи:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}, \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A}, \quad \varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E}, \quad \varepsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E},$$

$$\sigma_1 > \sigma_2, \quad \varepsilon_1 > \varepsilon_2, \quad \varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2,$$

где A – площадь поперечного сечения ремня, мм²;

E – модуль упругости материала ремня, МПа.

Физический процесс взаимодействия ремня со шкивом достаточно сложный, и поэтому выбор рациональных режимов работы ременной передачи проводится, как правило, расчетно-экспериментальным методом.

В работающей ременной передаче упругое скольжение ремня на шкивах происходит в зонах упругого скольжения, ограниченных углами β_1 и β_2 . С увеличением нагрузки значения этих углов возрастают, достигая предельных значений, равных углам обхвата ремнем шкивов, т.е. $\beta_{1\max} = \alpha_1$ и $\beta_{2\max} = \alpha_2$.

В качестве критерия оценки рациональных режимов эксплуатации ременной передачи используют:

- коэффициент упругого скольжения

$$\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = 1 - \frac{d_2 n_2}{d_1 n_1}, \quad (3.1)$$

где V_1, V_2 – соответственно окружные скорости ведущего и ведомого шкивов, м/с;

n_1, n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого шкивов, мин⁻¹;

d_1, d_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм;

- коэффициент полезного действия

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1 i} = \frac{T_2 n_2}{T_1 n_1}, \quad (3.2)$$

где P_1, P_2 – мощность на ведущем и ведомом шкивах, Вт;

T_2 – вращающий момент на ведомом шкиве, Н·мм;

i – передаточное отношение передачи.

Эффективность сцепления ремня со шкивом обусловлена многими факторами: типом и конструкцией ремня, величиной начального натяжения ремня, материалом и состоянием взаимодействующих поверхностей и т.д. Оценивается тяговая способность передачи коэффициентом тяги

$$\varphi = \frac{F_1 - F_2}{2F_0} = \frac{F_t}{2F_0}, \quad (3.3)$$

который наглядно показывает, какая часть начального натяжения ремня используется для передачи полезной окружной силы.

По результатам расчетно-экспериментальной оценки тяговой способности передачи строят графики кривых скольжения и КПД (рис. 3.40).

Кривые скольжения строят по данным, полученным экспериментально для конкретного конструктивного исполнения передачи: при заданном начальном натяжении ремня F_0 повышают полезную окружную силу F_t (или момент T_2), вычисляют при фиксированном значении F_t по формуле (3.3) коэффициент тяги φ , экспериментально замеряют нагрузку на валах T_1, T_2 и частоты вращения валов n_1, n_2 и по формулам (3.1) и (3.2) определяют коэффициент упругого скольжения ε и КПД передачи η .

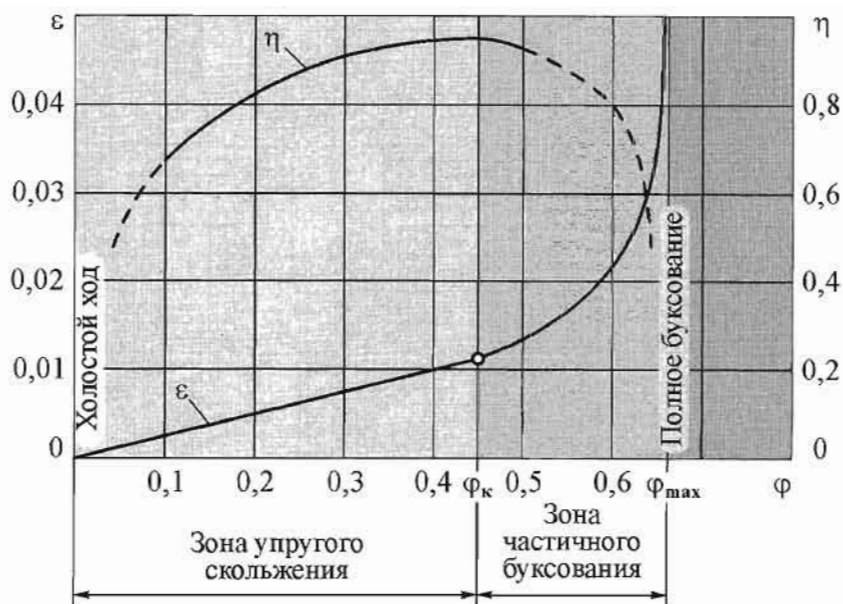


Рис. 3.40. Кривые скольжения и КПД

До некоторого критического значения коэффициента тяги φ_k скольжение ремня вызывается его упругими деформациями, которые согласно закону Гука пропорциональны нагрузке (зона упругого скольжения ремня по шкивам), и кривая скольжения имеет соответственно прямолинейный участок. При дальнейшем увеличении нагрузки появляется частичное буксование ремня по шкивам, прямая пропорциональность нарушается, кривая скольжения резко поднимается вверх, и при некотором предельном значении коэффициента тяги φ_{\max} , наступает полное буксование ремня на одном из шкивов.

С увеличением нагрузки КПД передачи вначале растёт вследствие незначительного влияния потерь на холостом ходу, достигает максимума при критическом значении коэффициента тяги φ_k , затем резко снижается в связи с дополнительными потерями на буксование.

Кривые скольжения и КПД показывают, что рационально следует работать в зоне критических значений коэффициента тяги, где наиболее высокий КПД. Переход за критическое значение коэффициента тяги допустим только при кратковременных перегрузках. Работа передачи в этой зоне связана с повышенным износом ремня.

Отношение $\frac{\Phi_{\max}}{\Phi_k}$ характеризует способность ременной передачи к перегрузкам.

Устройство и работа лабораторной установки

Лабораторная работа проводится на установке ДМ-73А (рис. 3.41).

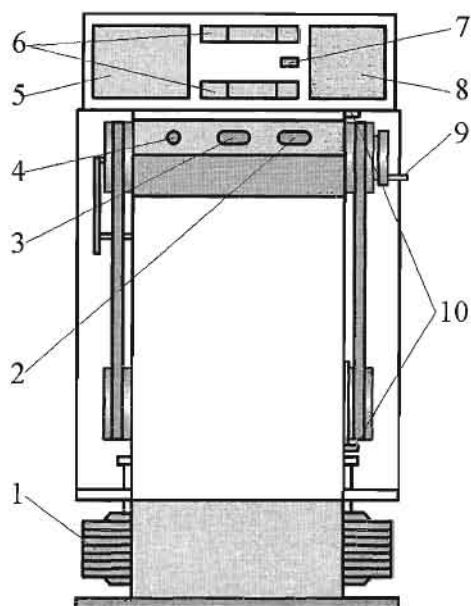


Рис. 3.41. Общий вид установки ДМ-73А

На передней панели установки выведены следующие органы управления и информации: световое табло 5, индикаторы 6 устройства измерения частоты вращения ведущего и ведомого валов; кнопка 7 запуска измерителя частоты вращения ведущего и ведомого валов, прозрачный карман 8 для карточки с записями постоянных данных лабораторной работы. В нижней части панели управления находится тумблер 4 включения установки и кнопки 3 и 2 пуска и остановки электродвигателя.

Ремень передачи натягиваются грузами 1, контур нагружается винтовым устройством с маховиком 9, частота вращения шкивов измеряется фотодатчиками 10.

К установке подключен блок учебный измерительный (БУИ), который выполняет функцию усилителя в цепи измерения выходных параметров с их цифровой индикацией, и устройства связи компьютера со стендом.

Кинематическая схема установки представлена на рис. 3.42.

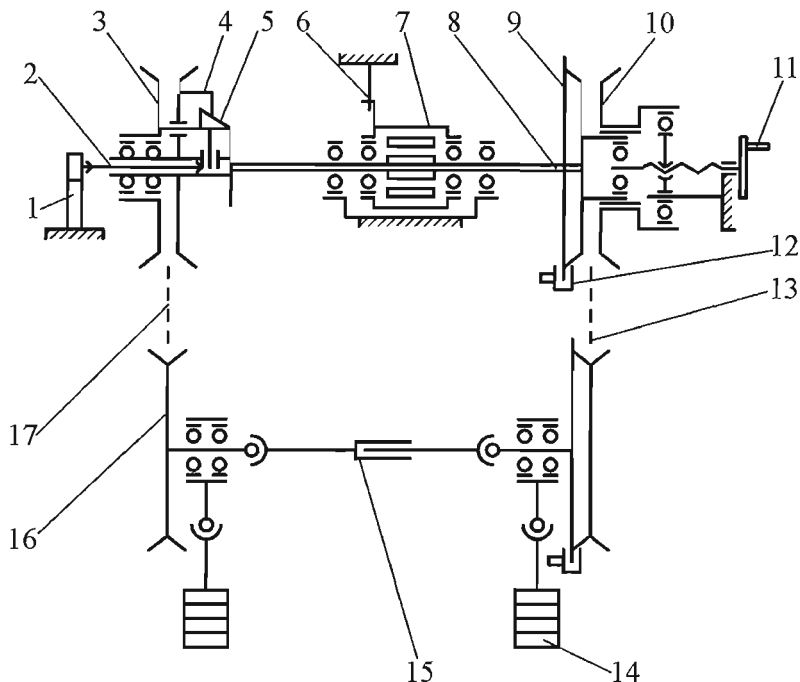


Рис. 3.42. Кинематическая схема установки ДМ-73А

Испытательная установка содержит сварную раму, на которой установлена головка привода, натяжные шкивы и измерительный блок. Приводная головка включает электродвигатель 7, ведущий шкив 10 вспомогательной клиноременной передачи 13 и ведомый шкив 3 исследуемой передачи 17. Последний состоит из двух полушкивов, один из которых связан с валом, а другой имеет возможность поворота относительно вала и связан через клин 5 с плоской тарировочной пружиной 4. От половины вращающего момента, передаваемого шкивом, пружина получает деформацию в осевой плоскости. Ее величина измеряется через центральное отверстие в валу щупом 2 и тензорезисторами, наклеенными на пружинных направляющих 1.

Ведущий шкив 10 вспомогательной клиноременной передачи 13 установлен на правом конце приводного вала 8. Он выполнен из двух раздвижных частей, что позволяет менять диаметр, на котором шкив контактирует с ремнем. Это необходимо для создания нагружения в контуре. Диаметр шкива изменяется винтовым устройством с маховиком 11. Приводной электродвигатель 7 выполнен балансирным, что позволяет измерять вращающий момент, поступающий в контур. Статор его может свободно поворачиваться относительно оси, при этом реактивный момент статора воспринимается измерительной пружиной 6 с наклеенными на нее тензорезисторами.

Натяжные шкивы 16 установлены на качающихся рычагах, на которых подвешены грузы 14 для создания начального натяжения ремней. Шарнир каждого рычага связан с ползуном и имеет возможность перемещаться в направляющих с помощью винтового механизма. Валы обоих натяжных шкивов связаны карданным валом 15 с телескопическим соединением.

Для измерения частоты вращения ведомого и ведущего валов применены фотодатчики 12 с дисками 9, установленными на шкивах вспомогательной передачи 13 и имеющими по 100 отверстий каждый.

Принцип работа стенда

Принцип работы стенда основан на применении замкнутого силового контура с циркулирующей мощности между двумя практически идентичными клиноременными передачами, одна из которых является исследуемой (рис. 3.43). Двигатель 1 приводит в движение приводной вал 2, вспомогательная передача 5 передает энергию на карданный вал 6. Энергия от натяжного вала к приводному валу возвращается посредством исследуемой передачи 8. Для регулировки уровня нагружения исследуемой передачи 8 вспомогательная передача 5 оснащена устройством 4, обеспечивающим плавное изменение передаточного отношения.

Мощность, подводимая к ведущему шкиву 3 вспомогательной клиноременной передачи 5, складывается из мощности P_n , подводимой от электродвигателя 1, и мощности P_g , подводимой валом 2 от ведущего шкива 7 исследуемой передачи 8:

$$P = P_n + P_g. \quad (3.4)$$

Мощность P' , передаваемая карданному валу 6, равна мощности, снимаемой с ведущего шкива 3 вспомогательной передачи с учетом потерь в этой передаче:

$$P' = P\eta.$$

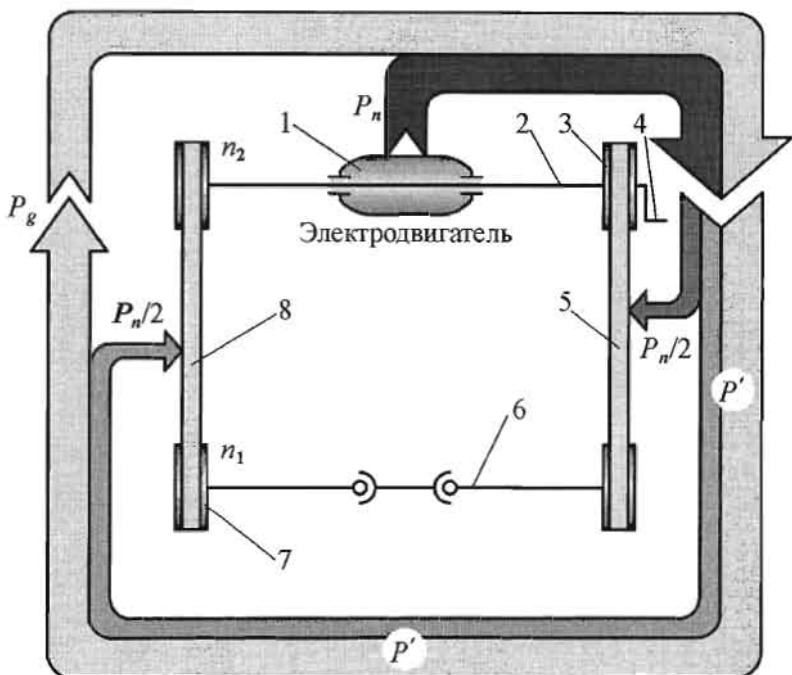


Рис. 3.43. Схема циркуляции мощности в установке

Мощность, передаваемая ведущему шкиву 7 исследуемой передачи 8, равна мощности, снимаемой с карданного вала 6 с учетом потерь в этой передаче:

$$P_g = P'\eta = P\eta^2.$$

Следовательно, мощность, подводимая к ведущему шкиву 3 вспомогательной клиноременной передачи

$$P = P_g / \eta^2. \quad (3.5)$$

Мощность P_g через приводной вал 2 испытательной установки вновь подводится к ведущему шкиву 3 вспомогательной передачи одновременно с мощностью P_n , поступающей от электродвигателя. Та-

ким образом, мощность P_g и представляет собой циркулирующую в замкнутом контуре мощность. В свою очередь, подводимая от электродвигателя мощность P_n , компенсирует мощность, теряемую в испытываемых передачах. Половина мощности P_n поглощается одной передачей, вторая половина – другой передачей.

В этом случае баланс мощности для приводного вала 2 испытательной установки можно записать с учетом уравнений (3.4) и (3.5) следующим образом:

$$P_g + P_n = P_g / \eta^2.$$

Или, заменяя мощности через вращающие моменты и угловые скорости соответствующих валов:

$$P_g = T_g \omega_2 \quad \text{и} \quad P_n = T_n \omega_2 ,$$

получим

$$T_g + T_n = T_g / \eta^2.$$

Из последней формулы выразим КПД ременной передачи

$$\eta = \sqrt{T_g / (T_g + T_n)},$$

где T_g – вращающий момент, измеренный на ведомом (динамометрическом) шкиве исследуемой ременной передачи;

T_n – вращающий момент, подводимый от электродвигателя к валу 2 испытательной установки.

Необходимое оборудование и инструмент

1. Установка ДМ-73А с клиновыми ремнями сечения А.
2. Компьютер типа IBM PC с платой интерфейса УСО.
3. Устройство связи компьютера с объектом (УСО).

Последовательность выполнения лабораторной работы в диалоговом режиме с элементами АСНИ

Перед началом работы проводится индивидуальный автоматизированный контроль знаний. К выполнению работы допускают студентов, успешно прошедших тестирование.

Лабораторную работу выполняют в диалоговом режиме с компьютером и в режиме реального времени физического процесса.

Автоматизированный режим включает в себя следующие этапы:

1. Подготовка к работе УСО:
 - нажать кнопку 4 «*Сеть*» на устройстве питания (см. рис. 3.2);
 - нажать кнопку «*Питание*» на сменных модулях (см. рис. 3.3, а, рис. 3.3, в);
 - переключатели «*Режим измерения*» модулей ТМИ (см. рис. 3.3, а) и ИВП (см. рис. 3.3, в) установить в положение «*Циклич.*»;
 - выбрать коэффициент усиления модуля ТМИ кнопками «*Диапазон*» (необходимый диапазон будет рекомендован преподавателем);
 - выбрать режим « мин^{-1} » кнопками «*Род работы*» на модуле ИВП;
 - прогреть УСО в течение 45 мин.
2. Измерение размера поперечного сечения испытываемого ремня: проверить соответствие размеров стандарту.
3. Установить грузы 1 (см. рис. 3.41), необходимые для создания требуемого начального натяжения ремня $2F_0$ (тяговые характеристики определяют для трех значений $2F_0$ из диапазона от 80 до 240 Н).
4. Включить тумблером 4 питание установки ДМ-73А (см. рис. 3.41).
5. Проверить соответствие нулю показания лимба маховика 9.
6. Включить электродвигатель кнопкой 3 «*Пуск*». При этом показания двух модулей ИВП (см. рис. 3.2) должны совпадать; в противном случае добиться совпадения показаний индикаторов, вращая маховик 9 (см. рис. 3.41).
7. Прогреть установку в течение 5 мин, затем выключить электродвигатель кнопкой 2 (см. рис. 3.41).
8. Ввод сведений об исполнителях лабораторной работы (см. рис. 3.6, 3.7).
9. Выбрать лабораторную работу «*Исследование клиноремненной передачи с использованием установки ДМ-73А*» из меню (см. рис. 3.8).
10. Формирование исходных данных: изучить состав исходных данных, высвеченных на экране, проверить их числовые значения и при необходимости откорректировать (рис. 3.9, 3.44).
11. Выполнение расчетов (см. рис. 3.9, 3.45).
12. Подготовка оборудования (см. рис. 3.13). При выполнении этого этапа на экране дисплея высвечивается перечень пунктов (рис. 3.46),

выполнение которых обеспечивает готовность оборудования к проведению эксперимента. После выполнения требований пункта нажатием соответствующей цифровой клавиши (1, 2, ..., 5) переходят к следующему пункту требований. Пункт «Показания используемых модулей БУИ установлены на ноль» выполняют с точностью до ± 5 ед. Ноль на модуле ТМИ устанавливают ручкой «Баланс 1» (рис. 3.3, а).

ЮрГУ Формирование исходных данных	
Длина испытываемого ремня (тип А ГОСТ 1284.2-80), мм... $L = 1250$	
Площадь поперечного сечения ремня, мм ² $A_p = 81$	
Расчетный диаметр шкива, мм..... $d_p = 140$	
Коэффициент масштаба подводимого момента, Нм/еод... $K_{Tn} = 0.0025$	
Коэффициент масштаба момента в контуре, Нм/еод..... $K_{Tg} = 0.026$	
Сила предварительного натяжения ремня, Н..... $F_0 = 260$	
Количество замеров на одном уровне нагружения..... $K_3 = 10$	
Интервал времени между замерами, с..... $t = 0.1$	
Отношение частот вращения шкивов при Х.Х. $n_{10}/n_{20} = 0.9999$	
Показания БУИ при Х.Х. (холостом ходе)..... $N_{п0} = 90$	
$\langle F1 \rangle$ – Помощь	$\langle F10 \rangle$ – Выход

Рис. 3.44. Исходные данные к исследованию ременной передачи

ЮрГУ Результаты расчета	
Предварительное напряжение в ремне, МПа..... $\sigma_0 = 1.605$	
<i>Примечание.</i> Предварительное напряжение в ремне определяется по формуле:	
$\sigma_0 = F_0 / A_p,$	
где F_0 – сила предварительного натяжения, Н;	
A_p – площадь поперечного сечения ремня, мм ² .	
$\langle F1 \rangle$ – Помощь	$\langle F10 \rangle$ – Выход

Рис. 3.45. Предварительное натяжение ремня

ЮургУ

ИСПЫТАНИЕ ТЯГОВОЙ СПОСОБНОСТИ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Подготовка оборудования к работе

Перед проведением эксперимента проверьте готовность оборудования к работе. Оборудование подготовлено к работе, если:

1. БУИ прогрет.
2. Ремни и подшипники в установке ДМ-73А прогреты.
3. Датчики для измерения T_g, T_n, n_1, n_2 подключены.
4. Переключатели на ИВП установлены в положение: «Род работы» – «мин⁻¹», «Режим измерения» – «Однокр».
5. Кнопка «Диапазон» каждого ТМИ нажата на 4-м диапазоне (масштаб х 1 еод).

Подтвердите каждый пункт готовности оборудования к работе нажатием соответствующей цифровой клавиши.

ПОКАЗАНИЯ БУИ

	Показание	0	-86	0	0
	Масштаб	х 1 еод	х 1 еод		
	Канал	1	2	3	4
<F1> – Помощь			<F10> – Выход		

Рис. 3.46. Подготовка оборудования к работе

13. Выполнение эксперимента (рис. 3.13) в соответствии с инструкцией, представленной на экране дисплея (рис. 3.47):

- включить электродвигатель установки ДМ-73А, нажав кнопку 3 (см. рис. 3.41). Проверить на модулях ТМИ показания индикаторов момента, передаваемого исследуемой ременной передачей: если отклонение показаний индикаторов от «0» превышает 10 ед, то выключить электродвигатель кнопкой 2 и повторно установить нули ТМИ;

- на клавиатуре компьютера нажать клавишу <Enter>;

- *только* во время звукового сигнала повернуть маховик 9 (рис. 3.41) против часовой стрелки на величину: +0,5 деления – по первому сигналу, по второму сигналу добавить еще +0,5 деления, по третьему сигналу добавить +1 деление, по четвертому добавить +1,5 деления, по пятому сигналу добавить +2 деления и далее добавлять по +2 деления. Всего будет выполнено 11 измерений. Каждое измерение будет отражено на экране дисплея в таблице;

ЮУрГУ

Если необходимо установить режим холостого хода, выполните следующие действия:

1. Установку ДМ-73А отключить от электросети. Открыть левое ограждение, снять грузы натяжения и ремень с левой передачи.
2. Разгрузить покачиванием чувствительные элементы датчиков T_g и T_n .
3. Показания используемых модулей ТМИ установить на ноль.
4. Надеть ремень на левую передачу, установить предварительное натяжение.
5. Закрыть ограждение. Подключить установку ДМ-73А к электросети.
6. Включить двигатель установки. Изменяя диаметр правого шкива вращением маховика, добиться положения, при котором показание модуля ТМИ, служащего для измерения T_g , примет значение «0». Это положение определяет режим холостого хода.

ПРОВЕДЕНИЕ ИСПЫТАНИЯ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ:

1. Лямб маховика установить на ноль.
2. На клавиатуре ЭВМ нажать клавишу <Enter>.

ПОКАЗАНИЯ БУИ

Показание					
Канал	1	2	3	4	
Параметр	T_g	T_n	n_1	n_2	

<F10> – Выход

Рис. 3.47. Испытание ременной передачи

- по окончании последнего измерения на экране появится транспарант «Выключить установку». При этом необходимо повернуть маховик 9 в исходное положение на «0» (приблизительно на 1,5 оборота по часовой стрелке) и выключить электродвигатель кнопкой 2;
- выйти в предыдущее меню по клавише <F10> и, выбрав команду «Результаты эксперимента», просмотреть полученные экспериментальные данные;

14. Выход в меню «*Формирование исходных данных*». Изменить величину $2F_0$, предварительно установив необходимое число грузов 1 (см. рис. 3.41) на подвесах натяжных шкивов.

15. Повторить эксперимент п.п. 11...14 при трех значениях $2F_0$.

16. Оформить отчет. Необходимо выйти в меню рис. 3.9 и выбрать команду «*Печать отчета по лабораторной работе*». Просмотреть отчет и напечатать необходимые разделы.

17. Построение графиков зависимостей:

- $\varphi_{\max}(2F_0)$ – максимального коэффициента тяги φ_{\max} от $2F_0$;
- $\eta(2F_0)$ – КПД от $2F_0$ при $\varphi = \varphi_{\max}$;
- $\varepsilon(2F_0)$ – коэффициента скольжения от $2F_0$ при $\varphi = \varphi_{\max}$;
- $F_t(2F_0)$ – окружного усилия от $2F_0$ при $\varphi = \varphi_{\max}$.

Вопросы для самоконтроля

1. Укажите назначение, достоинства и недостатки ременных передач.

2. Какие профили ремней применяют в машиностроении?

3. С какой целью и какими способами создают начальное натяжение ремня?

4. Где целесообразнее поставить ременную передачу: между двигателем и редуктором или между редуктором и исполнительным механизмом? Почему?

5. Какие параметры ременной передачи оказывают влияние на её тяговую способность?

6. Поясните физический смысл коэффициента тяги ременной передачи.

7. Какие физические процессы характеризуют режим упругого скольжения ремня на шкивах?

8. Что понимают под кривыми скольжения и КПД ременной передачи?

9. В каких координатах и для какой цели строят кривые скольжения и КПД?

10. Предложите наиболее эффективные конструктивные мероприятия для увеличения тяговой способности ременной передачи.

Работа 3.5. Исследование влияния режимов работы привода на КПД редуктора

Цель работы

Экспериментально исследовать закономерность изменения коэффициента полезного действия (КПД) редуктора при разных режимах работы привода.

В результате выполнения работы студент

- *должен знать:*

- основные составляющие потерь мощности в редукторе, их зависимость от передаваемой нагрузки и частот вращения валов;
- устройство лабораторной установки и методику проведения исследований;

- *должен уметь:*

- экспериментально определять и теоретически рассчитывать вращающие моменты на валах редуктора и по ним определять КПД на различных режимах нагружения;
- обоснованно выбирать режимы эксплуатации редуктора, обеспечивающие минимальные потери как в приводе, так и в редукторе.

Анализ потерь мощности в редукторе

Коэффициент полезного действия (КПД) редуктора есть отношение полезной мощности к затраченной:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{T_2 n_2}{T_1 n_1} = \frac{T_2}{T_1 i},$$

где P_1, P_2 – мощности на ведущем (затраченная) и на ведомом (полезная) валах редуктора, Вт;

T_1, T_2 – вращающие моменты на ведущем и ведомом валах редуктора, Н·м;

ω_1, ω_2 – угловые скорости вращения ведущего и ведомого валов редуктора, рад/с;

n_1, n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого валов редуктора, мин⁻¹;

$i = 25$ – передаточное отношение исследуемого редуктора.

В свою очередь мощность потерь в редукторе, Вт:

$$P_{\psi} = P_1 - P_2 = P_1 (1 - \eta) = P_1 \psi,$$

где ψ – коэффициент относительных потерь в редукторе,

$$\psi = 1 - \eta = \psi_3 + \psi_n + \psi_{nm} + \psi_v;$$

ψ_3 – коэффициент относительных потерь в зацеплении;

ψ_n – коэффициент относительных потерь в подшипниках;

ψ_{nm} – коэффициент относительных потерь на перемешивание масла;

ψ_v – коэффициент относительных потерь на привод вентилятора у редукторов с искусственным воздушным охлаждением.

Потери в зацеплении являются следствием чрезвычайно сложного для исследования процесса взаимодействия контактирующих поверхностей зубьев. В общем случае силы трения между зубьями зависят от шероховатости их рабочих поверхностей, режима и вида смазки, соотношения скоростей качения и скольжения в контакте и величины передаваемой полезной нагрузки.

Для зубчатых передач, нарезанных без модификации зацепления, величину коэффициента потерь в зацеплении можно приближенно определить с использованием зависимости

$$\psi_3 \approx 2,3f \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right),$$

где f – коэффициент трения скольжения в контакте сопряженных зубьев;

z_1, z_2 – числа зубьев шестерни и колеса.

В формуле знак «+» – для внешнего зацепления, знак «-» – для внутреннего зацепления.

Формула показывает, что потери сильно увеличиваются с уменьшением чисел зубьев, особенно числа зубьев шестерни.

В червячной передаче потери в зацеплении составляют основную часть потерь мощности в связи с наличием значительного относительного скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса.

В режиме полужидкостной смазки силы трения увеличиваются при уменьшении вязкости масла и скорости в зацеплении. При высоких скоростях за счет повышения несущей способности масляного клина между зубьями вступают в силу зависимости, характерные для гидродинамического режима смазки.

В исследуемых редукторах применена пластичная смазка, для которой характерен режим полусухого и сухого трения.

Потери на трение в зацеплении обычно принимают пропорциональными полезной нагрузке и относят к так называемым нагрузочным потерям.

Валы современных редукторов обычно устанавливают на подшипниках качения, для которых характерны малые *потери на трение*:

$$\psi_n = 0,005 \dots 0,010.$$

Потери на перемешивание масла растут с увеличением окружной скорости, вязкости масла, ширины зубчатых колес и глубины их погружения в масляную ванну.

Для исследуемых редукторов в связи с использованием для смазки зацепления и подшипников пластичных смазок $\psi_{nm} = 0$.

Коэффициент относительных потерь на привод вентилятора ψ_v существенно зависит от частоты вращения валов.

Раздельное измерение составляющих потерь мощности связано с большими трудностями. Поэтому опытным путем обычно определяют суммарные потери мощности, которые характеризуют общий КПД редуктора.

Средние значения КПД зубчатых передач на подшипниках качения при номинальной нагрузке и жидкой смазке находятся в пределах $\eta = 0,97 \dots 0,98$, для открытых передач с пластичной смазкой $\eta = 0,95 \dots 0,96$.

КПД планетарных передач разных схем при номинальной нагрузке и жидкой смазке представлены в табл. 1.14.

Средние значения КПД червячных передач с жидкой смазкой при разных числах заходов червяка z_1 представлены в табл. 3.2.

Таблица 3.2

КПД червячных передач с жидкой смазкой

z_1	1	2	4
i	32...63	16...32	8...16
η	0,65...0,80	0,75...0,85	0,80...0,90

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

Лабораторные установки

Для исследования влияния режимов работы привода на КПД редукторов используются автоматизированные учебные комплексы конструкции НПП «Учебная техника-Профи»:

- лабораторная установка для исследования *двухступенчатого цилиндрического соосного редуктора*;
- лабораторная установка для исследования *планетарного двухступенчатого редуктора*;
- лабораторная установка для исследования *червячного редуктора*.

Лабораторные установки представлены соответственно на рис. 3.48, рис. 3.49 и рис. 3.50 и отличаются только конструкцией редукторов и расположением нагружающего устройства. Каждая установка включает фланцевый электродвигатель 1, исследуемый редуктор 4 и нагружающее устройство 7. Передаточное отношение каждого из исследуемых редукторов $i = 25$. Ведущий и ведомый валы редуктора соединены с валом электродвигателя и валом нагружающего устройства через промежуточные валы, расположенные внутри полых валов 2 и 6.

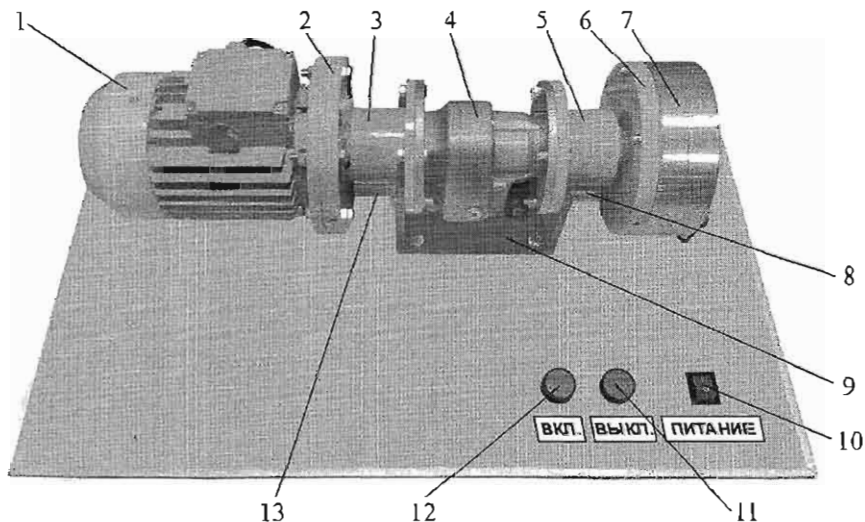


Рис 3.48. Лабораторная установка для исследования цилиндрического двухступенчатого соосного редуктора

Электродвигатель и нагружающее устройство своими фланцами соединены с полыми валами 2 и 6 соответственно. Корпуса 3 и 5 промежуточных опор своими фланцами жестко прикреплены к исследуемому редуктору. Редуктор жестко закреплен на основании 9. Корпус электродвигателя 1 вместе с полым валом 2 закреплены шарнирно в опорах корпуса 3 так, что ось вращения вала электродвигателя совпадает с осью поворота корпуса электродвигателя. От кругового вращения корпус электродвигателя удерживается плоской тензометрической балкой 13, закрепленной на основании 9. При передаче вращающего момента от вала электродвигателя к редуктору балка создает реактивный момент, приложенный к корпусу электродвигателя. По деформации балки 13 можно судить о величине вращающего момента на валу электродвигателя.

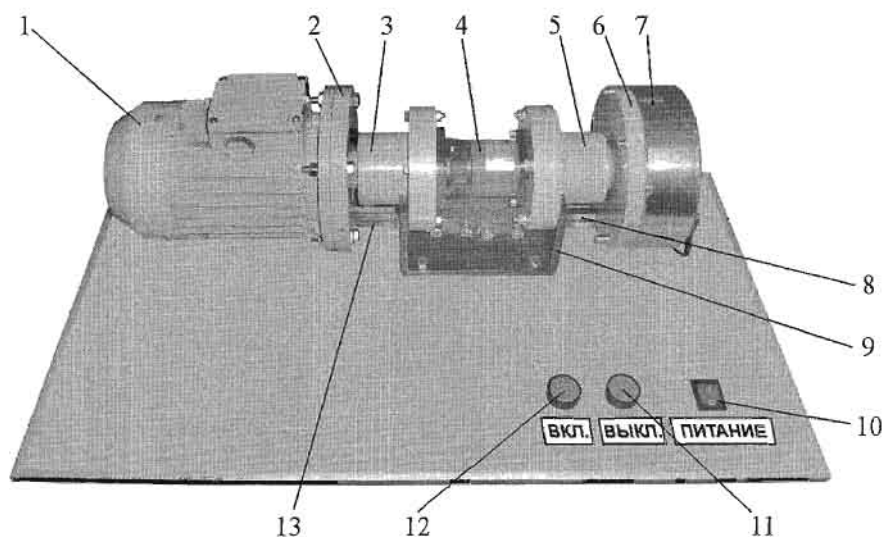


Рис 3.49. Лабораторная установка для исследования двухступенчатого планетарного редуктора

Нагрузочное устройство 7 представляет собой электромагнитный порошковый тормоз. Корпус нагрузочного устройства установлен балансирно относительно корпуса редуктора. Тензометрическая балка 8 удерживает корпус тормоза от кругового вращения. По деформации балки 8 можно судить о величине вращающего момента на тихоходном валу редуктора.

Под кожухом вентилятора электродвигателя находится оптический датчик частоты вращения, определяющий частоту вращения вала электродвигателя.

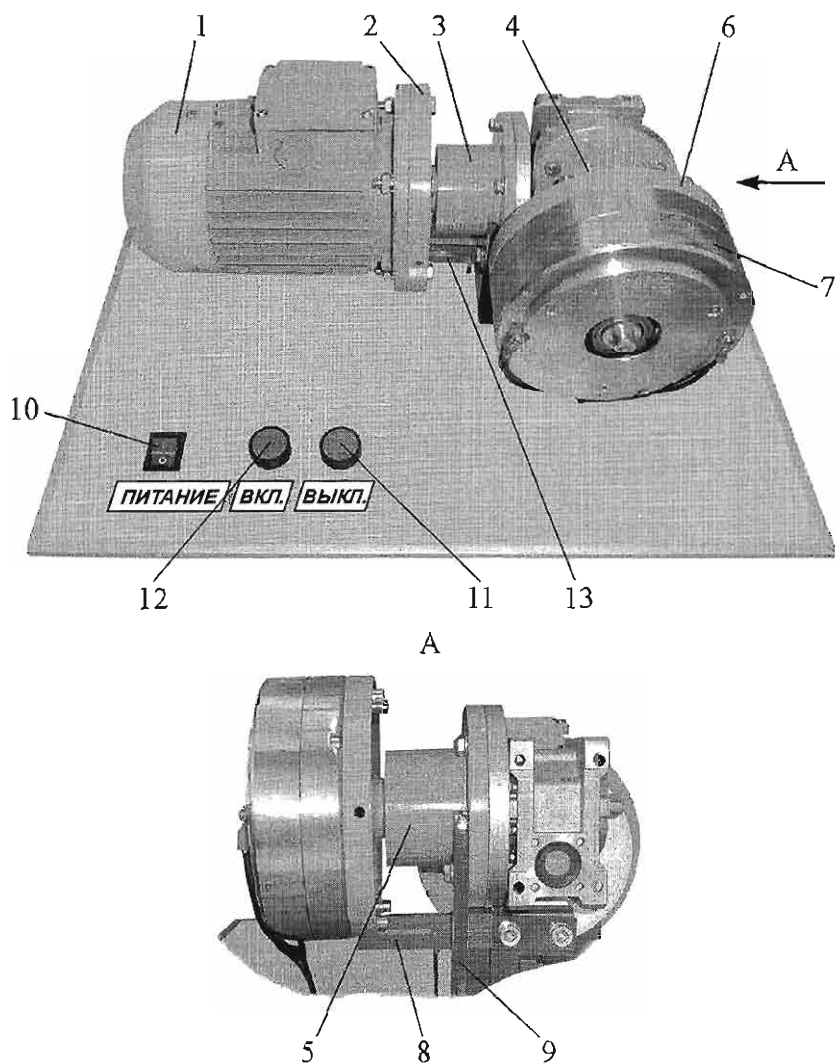


Рис 3.50. Лабораторная установка для исследования червячного редуктора

Управление двигателем осуществляется кнопочной станцией, содержащей тумблер 10 – для включения питания электроустановок и кнопки 11 и 12 выключения и включения электродвигателя.

Данные с тензометрических балок и датчика частоты вращения передаются в контроллер, расположенный внутри каркаса стенда. После обработки данные поступают на ЭВМ, с последующим выводом на дисплей.

Лабораторные работы выполняются с применением компьютера в диалоговом режиме с использованием программного обеспечения, управляющего стендом. Рабочее окно программного обеспечения представлено на рис 3.51.

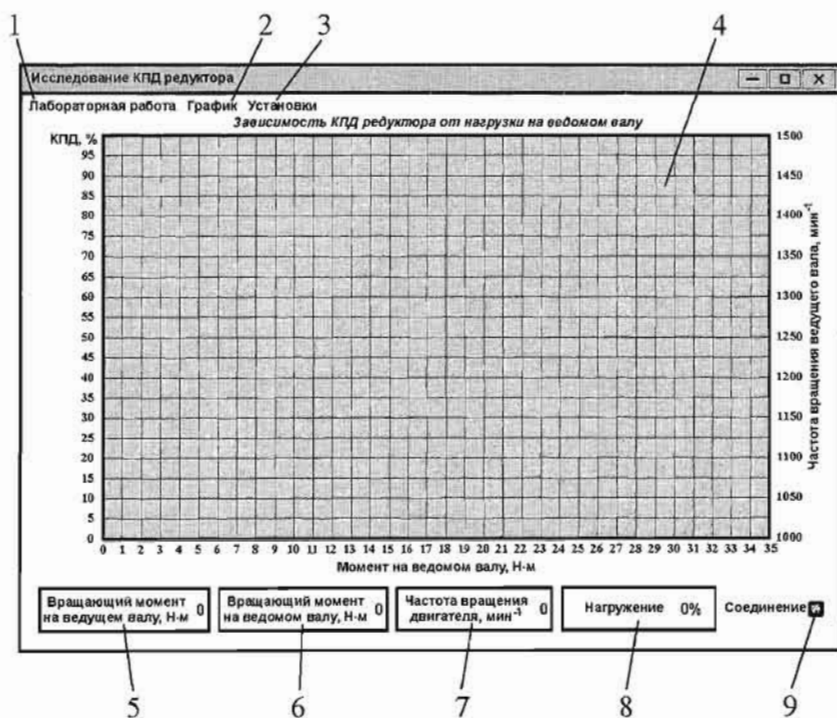


Рис 3.51. Рабочее окно программного обеспечения

При входе в поле 1 «Лабораторная работа» отображаются следующие строки:

Лабораторная работа
<i>Отчет</i>
<i>Сброс</i>
<i>Выход</i>

Вход в поле «*Отчет*» выводит на печать отчет по выполненной работе в WordPad или в Microsoft Word (при установке пакета Microsoft Office).

Вход в поле «*Сброс*» удаляет график с рабочего поля 4 и обнуляет значения массива экспериментальных данных.

Поле «*Выход*» осуществляет выход из программного обеспечения.

При входе в поле 2 «*График*» рабочего окна отображаются следующие строки:

График
<i>Зависимость КПД редуктора от нагрузки на ведомом валу</i>
<i>Зависимость мощностей на валах от нагрузки на ведомом валу</i>

Выбор строки в поле 2 позволяет отразить на рабочем поле 4 один из выбранных графиков:

- график зависимости КПД редуктора от величины вращающего момента на ведомом валу редуктора;
- график зависимости мощностей на ведущем и ведомом валах редуктора от величины вращающего момента на ведомом валу редуктора.

В нижней части рабочего окна программного обеспечения расположены индикаторы 5, 6, 7, показывающие текущие значения вращающих моментов на ведущем и ведомом валах редуктора и частоты вращения вала электродвигателя.

Поле 8 «*Нагрузить*» рабочего окна с индикацией величины нагрузки на валах становится активным при установлении связи стэнда с ЭВМ и запуска электродвигателя. При нажатии кнопки нагрузка на ведомом валу редуктора возрастает от 0 до номинальной величины, ведется сбор данных, поступающих с датчиков и построение графика в рабочем поле 4. После построения графика нагрузка плавно уменьшается до 0.

Индикация величины нагрузки ведется в процентном соотношении к номинальной нагрузке на ведомом валу редуктора.

Поле 9 «Соединение» является индикатором связи станда с ЭВМ: зеленый цвет индикатора указывает на наличие связи, красный – отсутствие связи.

При входе в поле 3 «Установки» рабочего окна отображаются следующие строки:

Установки	
<i>Настройки</i>	Ctrl+P
<i>Обнуление измерителей моментов</i> Ctrl+Z	

Вход в поле «Настройки» или нажатие комбинации клавиш «Ctrl+P» вызывает окно настроек лабораторной установки.

Вход в поле «Обнуление измерителей моментов» или нажатие комбинации клавиш «Ctrl+Z» осуществляет балансировку тензоусилителей и устанавливает нулевые значения вращающих моментов на ведущем и ведомом валах редуктора. Во время балансировки индикаторы 5 и 6 отображают символ «>0<».

Окно настроек (рис. 3.52) содержит:

– тарифовочные коэффициенты тензометрических измерителей вращающих моментов на валах – отношение вращающего момента на валу (Н·м) к значениям АЦП, поступающим с контроллера лабораторной установки в память ЭВМ;

Подготовка к работе	
Тарифовочный коэффициент измерителя вращающего момента ведущего вала	0,003600
Тарифовочный коэффициент измерителя вращающего момента ведомого вала	0,067000
Коэффициент передачи редуктора	0,040000
Время достижения полной нагрузки, с	30
Сохранить	

Рис 3.52. Окно «Настройки»

- коэффициент передачи редуктора – величина, обратная передаточному отношению редуктора;
- время достижения полной нагрузки от 0 до номинального значения.

Подтверждение изменения каждого из цифровых данных на экране осуществляется нажатием клавиши «Enter».

Вход в поле «*Сохранить*» сохраняет содержимое экрана.

Необходимое оборудование и инструмент

1. Лабораторная установка в комплекте с исследуемым редуктором.
2. ЭВМ типа IBM.

Рекомендуемая последовательность выполнения работы

1. Ознакомиться с конструкцией установки.
2. Подготовить установку к работе, для чего:
 - включить питание установки тумблером 10 и ЭВМ, прогреть установку не менее 5 минут;
 - убедиться в наличии связи стенда с ЭВМ: в поле 9 «*Соединение*» зеленый цвет индикатора указывает на наличие связи, красный – отсутствие связи.
 - войти в поле 1 «*Лабораторная работа*»:
 - операцией «*Сброс*» удалить график с рабочего поля 4 и обнулить значения массива экспериментальных данных;
 - войти в поле 3 «*Установки*»;
 - в поле «*Настройки*» вызвать окна настроек;
 - в поле «*Сохранить*» сохранить содержимое экрана;
 - запустить двигатель нажатием кнопки 12;
 - нажатием кнопки «*Нагрузить*» в поле 8 запускается установка: нагрузка на ведомом валу редуктора возрастает от 0 до номинальной величины, ведется сбор данных, поступающих с датчиков и построение графика в рабочем поле 4. После построения графика нагрузка плавно уменьшается до 0.
 - войти в поле 2 «*График*» рабочего окна и вывести на экран последовательно графики «*Зависимость КПД редуктора от нагрузки на ведомом валу*» и «*Зависимость мощностей на валах от нагрузки на ведомом валу*»;

- войти в поле 1 «Лабораторная работа»:
 - распечатать отчет;
 - удалить график с рабочего поля 4 и обнулить значения массива экспериментальных данных;
 - выйти из программы;
- выключить двигатель нажатием кнопки 11;
- выключить питание тумблером 10.

Анализ результатов и содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Основные теоретические положения проводимого эксперимента.
3. Краткое описание особенностей работы установки.
4. Результаты эксперимента в графической форме.
5. Выводы о влиянии нагрузки и частоты вращения валов на КПД редуктора.

Вопросы для самоконтроля

1. Приведите формулы, по которым можно определить КПД редуктора.
2. Назовите основные причины потери мощности в редукторе.
3. Как изменяется КПД редуктора с увеличением числа его ступеней?
4. Почему корпус электродвигателя поворачивается при вращении его вала под нагрузкой?
5. Как будет изменяться КПД редуктора при уменьшении нагрузки T_2 ?
6. Чему равно значение КПД редуктора при нагрузке $T_2 = 0$? Почему?

Работа 3.6. Исследование передач в замкнутом контуре

Общие указания по работе с программным обеспечением

Лабораторные работы выполняются с применением компьютера в диалоговом режиме. Каждый этап работы оформлен на дисплее в виде экранной заставки. Переход к очередному этапу работы возможен только после выполнения рекомендаций и требований, приведенных на заставке. Необходимый пункт в пределах одной заставки выбирается установкой полосы, выделенной другим цветом, на нужную строку с помощью клавиш перемещения курсора <↓> – «Стрелка вниз», <↑> – «Стрелка вверх» и клавиши <Enter> – «Ввод». Для получения более полной и подробной информации при выполнении этапа следует нажать функциональную клавишу <F1> – «Помощь». Для перехода к следующей заставке нужно, как правило, нажать клавишу <F10> – «Выход», иногда переход к следующей заставке осуществляется автоматически.

Схема проведения автоматизированных лабораторных работ представлена на рис. 3.53.

Внимание!

- *Возврат в меню «Основные этапы работы» приводит к потере информации, полученной на предыдущих этапах.*

Преподаватель или лаборант устанавливает на дисплее заставку, которая содержит перечень основных этапов работы (рис. 3.54).

Внимание !

- *Следует помнить, что этап «Ввод сведений об исполнителях работы» (рис. 3.55) является обязательным. Без его выполнения программа функционировать не будет.*



Рис. 3.53. Схема проведения автоматизированной лабораторной работы

<p>ЮурГУ Программа автоматизированного проведения лабораторных работ по курсу «ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ»</p>				
<p>ОСНОВНЫЕ ФУНКЦИИ ПРОГРАММЫ:</p> <table border="1"> <tr> <td>Ввод сведений об исполнителях работы</td> </tr> <tr> <td>Выбор лабораторной работы</td> </tr> <tr> <td>Выполнение лабораторной работы</td> </tr> <tr> <td>Конец работы</td> </tr> </table>	Ввод сведений об исполнителях работы	Выбор лабораторной работы	Выполнение лабораторной работы	Конец работы
Ввод сведений об исполнителях работы				
Выбор лабораторной работы				
Выполнение лабораторной работы				
Конец работы				
<p><F1> – Помощь</p>				

Рис. 3.54. Этапы выполнения лабораторной работы

<p>ЮурГУ Ввод сведений об исполнителях лабораторной работы</p>	
Факультет ...	Группа ...
Студенты: (Фамилия И.О.)	
Индекс группы:	
Преподаватель: (Ф.И.О.)	
<p>Для ввода используйте стрелки ↔ и клавишу <Enter> <Esc> - Расчет</p>	

Рис. 3.55. Сведения об исполнителях работы

Этап «Выбор лабораторной работы» содержит перечень лабораторных работ (рис. 3.56).

ЮУрГУ ВЫПОЛНЕНИЕ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ
ПЕРЕЧЕНЬ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ
Исследование ременной передачи
Исследование КПД червячного редуктора
Исследование КПД цилиндрического редуктора
Исследование КПД конического редуктора
Для выбора используйте стрелки ↓↑ и клавишу <Enter>

Рис. 3.56. Этап выбора лабораторной работы

Выбрав с помощью клавиш <↓>, <↑> и <Enter> тему лабораторной работы, перейти к следующей заставке «*Этапы организации лабораторной работы*» (рис. 3.57).

ЮУрГУ Лабораторная работа «Исследование КПД червячного редуктора»
Формирование исходных данных
Проведение эксперимента
Отчет по лабораторной работе
Выход

Рис. 3.57. Этапы организации лабораторной работы

Этап «Методические указания» определяет цель и порядок проведения лабораторной работы.

При переходе к этапу «Формирование исходных данных» (рис. 3.58), например, для лабораторной работы «Исследование КПД червячного редуктора» на экране появляется перечень исходных данных и их числовые значения. Необходимо внимательно изучить состав исходных данных и проверить их числовые значения. Исходные данные при необходимости могут быть скорректированы.

ЮУрГУ	
Ввод исходных данных	
Типоразмер редуктора	<i>РМ1 28 1:7</i>
Номинальный вращающий момент на тихоходном валу, Н·м	$T_2 = 15$
Межосевое расстояние, мм	$a_w = 28$
Модуль зацепления, мм	$m = 1,4$
Число зубьев червячного колеса	$z_2 = 28$
Число заходов червяка	$z_1 = 4$
Коэффициент смещения инструмента	$x = 1,0$
Коэффициент диаметра червяка	$q = 10$
Передаточное отношение	$i = 7$
Частота вращения быстроходного вала редуктора, мин ⁻¹	$n_1 = 1410$
<F1> – Рекомендации	<F9> – Настройка масштаба
Для ввода используйте стрелки $\downarrow \uparrow$ и клавишу <Enter> <Esc> – Продолжение, <F10> – Выход в меню	

Рис. 3.58. Формирование исходных данных

После формирования исходных данных необходимо сохранить или восстановить исходные данные (см. рис. 3.57). Константы, принятые для работы стенда и программного обеспечения, будут представлены на экране (рис. 3.59).

Приняты константы:	
Вращающий момент холостого хода, Н·м: на быстроходном валу редуктора на тихоходном валу редуктора
Тарировочные коэффициенты измерителей моментов, Н·м/град: на быстроходном валу редуктора на тихоходном валу редуктора
Кол-во точек измерений для осреднения результатов измерения: на быстроходном валу редуктора на тихоходном валу редуктора	1 1
Кол-во циклов по паузе	0
Кол-во измерений для осреднения нулевой точки: на быстроходном валу редуктора на тихоходном валу редуктора
Блокировка выбросов по частоте (0-100%)	
Блокировка выбросов по моменту (0-100%)	
<F2> – Сохранить исходные данные <F3> – Восстановить исходные данные	
Для ввода используйте стрелки <←> и клавишу <Enter> <Esc> - Продолжение	

Рис. 3.59. Принятые в эксперименте константы

Установкой выделенной полосы на строку «Проведение эксперимента» (см. рис.3.57) и нажатием клавиши <Enter> осуществится переход к проведению эксперимента (рис. 3.60, 3.61).

<p>Расчетный КПД при частоте вращения червяка 1410 мин⁻¹ 0,81</p>
<p>Нажмите любую клавишу</p>

Рис. 3.60. Расчетный КПД редуктора

<p>Экспериментальное исследование КПД</p>
<p>Подготовка оборудования</p>
<p>Проведение эксперимента</p>
<p>Результаты эксперимента</p>
<p>Выход</p>

Рис.. 3.61. Выполнение эксперимента

Строка «Проведение эксперимента» (см. рис. 3.57) выводит на экран текст с инструкцией о порядке проведения эксперимента (рис. 3.62).

<p>Экспериментальное исследование КПД</p>
<p>Порядок проведения эксперимента:</p>
<p>Ослабьте натяжение ремня. Включите электродвигатель нажатием клавиши <ПУСК> и затем нажмите клавишу <Enter></p>

Рис. 3.62. Последовательность проведения эксперимента

После нажатия клавиши <Enter> начинается процесс измерения и обработки данных (рис. 3.63, 3.64).

Экспериментальное исследование КПД
Порядок проведения эксперимента:
Минуточку... Идет подготовка оборудования Измеряется ... точка из ...

Рис. 3.63. Первый этап проведения эксперимента

Число точек измерения	Момент на тихоходном валу редуктора, Н·м	Момент на быстроходном валу редуктора, Н·м	КПД
...
Внимание! Идет измерение экспериментальных данных			
По окончании эксперимента нажмите на клавиатуре клавишу <Enter> и выключите электродвигатель нажатием кнопки <СТОП> пускателя			

Рис. 3.64. Второй этап проведения эксперимента

Строка «Отчет по лабораторной работе», которая включена в этапы организации лабораторной работы (см. рис. 3.57), дает рекомендации по организации вывода результатов работы в файл или на печать (рис. 3.65).

Выход	I.LR2	MT-1314.LR
Для выбора используйте стрелки ↔ и клавишу <Enter>		

Рис. 3.65. Организация вывода результатов эксперимента

Для окончания работы надо вернуться в основное меню, установить выделенную полосу на строку «Конец работы» (см. рис. 3.54) и нажать клавишу <Enter>.

Лабораторные установки

Для исследования передач в замкнутом контуре НПП «Учебная техника-Профи» предлагает учебным заведениям три конструкции лабораторных установок. Одна из установок является универсальной, представлена на рис. 3.66 и позволяет испытывать любую из четырех передач замкнутого контура или все передачи одновременно. В этой конструкции установки нагружение в контуре создается дисковой фрикционной муфтой.

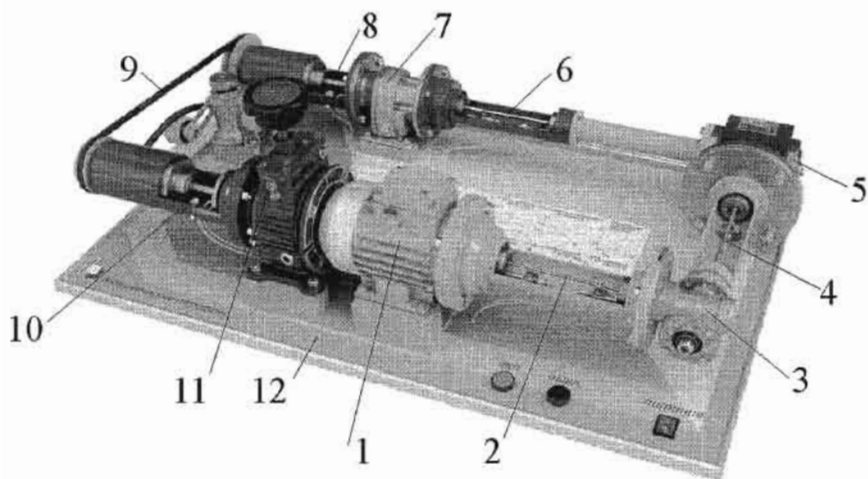


Рис 3.66. Универсальная лабораторная установка для исследования передач в замкнутом контуре

Лабораторная установка содержит электродвигатель 1, нагружающее устройство 11 и четыре исследуемых передачи: червячный редуктор 3, конический редуктор 5, цилиндрический двухступенчатый соосный мультипликатор 7 и клиноременную передачу 9, соединенные между собой и с электродвигателем посредством торсионных валов 2, 4, 6, 8 и 10 в замкнутый контур. Все узлы привода закреплены на плите 12. Управление двигателем осуществляется кнопочной станцией, расположенной с правой стороны плиты.

От электродвигателя 1 вращение подается через торсионный вал 2 на ведущий вал червячного редуктора 3 с передаточным отношением $i_1 = 7$. Червячный редуктор 3 снижает частоту вращения от вала элек-

троллингателя 1 в i_1 раз и через торсионный вал 4 подает вращение на ведущий вал конического редуктора 5. Конический редуктор 5 имеет передаточное отношение $i_2 = 2$, т.о. снижает частоту вращения от ведущего вала к ведомому в i_2 раз. Далее движение подается через торсионный вал 6 на ведущий вал цилиндрического двухступенчатого соосного мультипликатора с передаточным отношением $i_3 = 1/10,5$, увеличивая частоту вращения от ведущего вала к ведомому в $1/i_3$ раз. От ведомого вала цилиндрического мультипликатора вращение подается через торсионный вал 8 на больший шкив ременной передачи, имеющей передаточное отношение $i_4 = 1/1,4$. Вращение снимается с меньшего шкива ременной передачи и через торсионный вал 10 и нагружающее устройство 11 замыкается на валу электродвигателя 1.

Нагружающее устройство представляет собой дисковую фрикционную муфту в масляной ванне, создающую тормозной момент между валом электродвигателя и торсионным валом 10, вращающимися с разными угловыми скоростями за счет соответствующего подбора передаточных отношений передач установки. Нагрузка действует во всем контуре привода.

Величина тормозного момента изменяется штурвалом нагружающего устройства. При вращении штурвала по часовой стрелке нагрузка в контуре возрастает.

На торсионных валах находятся датчики, измеряющие частоту их вращения и вращающие моменты. Сигналы датчиков поступают в память ЭВМ для обработки.

Принципиально можно исследовать одновременно все четыре передачи, снимая показания датчиков на всех торсионных валах.

В учебных целях методически оправдано последовательное исследование каждой из передач привода.

Две другие лабораторные установки упрощенной конструкции представлены на рис. 3.67 и рис. 3.68. В этих схемах отсутствует фрикционная муфта, а нагружение в контуре создается изменением натяжения ремня ременной передачи, выполняющей роль ленточного тормоза за счет проскальзывания ремня по шкивам при соответствующем подборе передаточных отношений передач контура.

Конструкция по рис. 3.67 предназначена для исследования только редукторов, отличается от универсальной установки диаметрами шкивов и отсутствием в приводе фрикционной муфты. Номера позиций те же, что и на предыдущем рисунке. Передаточное отношение ременной передачи в этой схеме $i_4 = 1/1,55$. При изменении натяжения

ремня натяжным устройством изменяется мощность трения скольжения ремня по шкивам, чем изменяется нагрузка в контуре.

Лабораторная установка по рис 3.68 предназначена для исследования ременных передач.

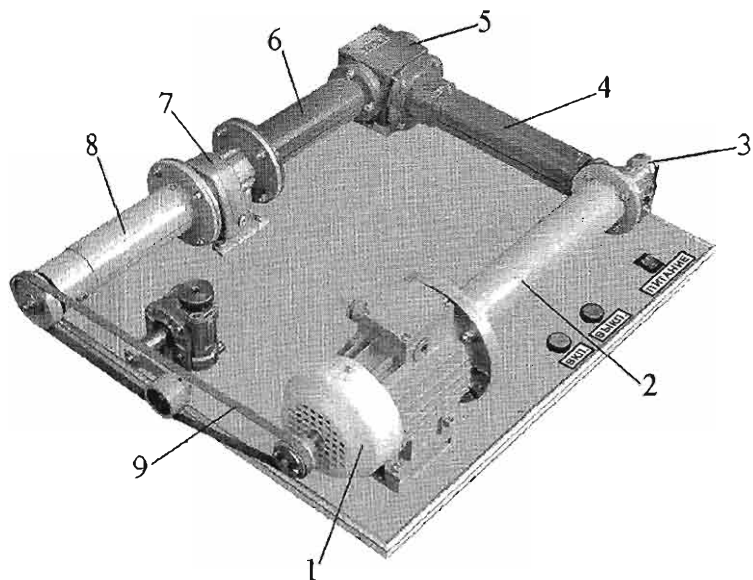


Рис 3.67. Лабораторная установка для исследования редукторов в замкнутом контуре

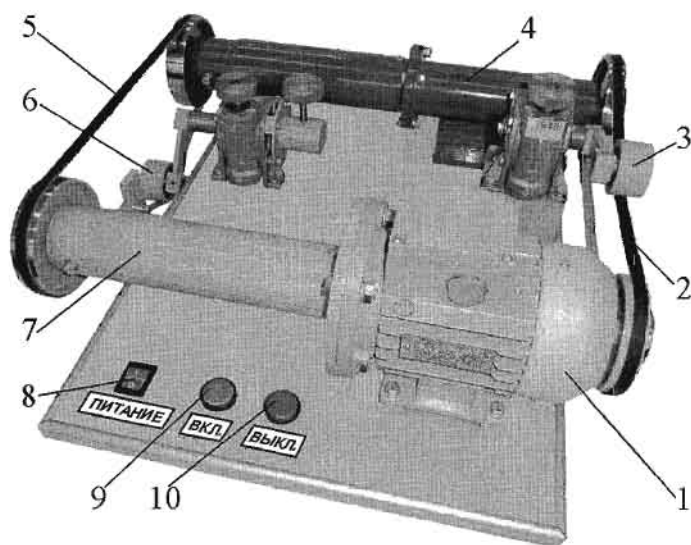


Рис 3.68. Лабораторная установка для исследования ременных передач в замкнутом контуре

Установка содержит электродвигатель 1 и две ременные передачи 2 и 5, соединенные посредством торсионных валов, помещенных в трубах 4 и 7, в замкнутый контур.

Передача 5 с оттяжным роликом 6 имеет одинаковые диаметры шкивов и является исследуемой. Передача 2 с натяжным роликом 3 служит в качестве нагружающего устройства.

Натяжной ролик 3 и оттяжной ролик 6 установлены на ведомых, менее нагруженных ветвях ременных передач и обеспечивают натяжение ремней с целью создания сил сцепления ремней со шкивами.

В передаче 2, выполняющей роль тормозного устройства, меньший шкив насажен на вал двигателя и является ведомым. Передача имеет передаточное отношение $i = 1/1,25$.

Вследствие рассогласования передаточных отношений передач ремень 2 проскальзывает по шкивам.

Нагружение в контуре обеспечивается изменением натяжения ремня 2 натяжным роликом 3. При изменении натяжения ремня натяжным устройством изменяется мощность трения скольжения ремня по шкивам, чем изменяется нагрузка в контуре.

Все узлы привода закреплены на плите. Управление двигателем

осуществляется кнопочной станцией, содержащей тумблер 8 включения питания электроустановки и кнопки 9 и 10 включения и выключения электродвигателя.

На торсионных валах находятся датчики, измеряющие частоту их вращения и вращающие моменты. Сигналы датчиков поступают в память ЭВМ для обработки.

При работе каждой из установок синхронно замеряются моменты на ведущем T_1 и ведомом T_2 валах исследуемой передачи и вычисляется КПД передачи η .

Эксперимент целесообразно проводить на прогретых установках, так как при холодном масле существенно возрастают потери на размешивание и разбрызгивание смазки, что искажает результаты эксперимента.

Работа 3.6.1. Исследование влияния режимов работы привода на КПД червячного редуктора

Цель работы

Экспериментально исследовать закономерность изменения коэффициента полезного действия (КПД) редуктора при разных режимах работы привода.

В результате выполнения работы студент

- *должен знать:*

- основные составляющие потерь мощности в редукторе, их зависимость от передаваемой нагрузки и частот вращения валов;
- устройство лабораторной установки и методику проведения исследований;

- *должен уметь:*

- экспериментально определять и теоретически рассчитывать вращающие моменты на валах редуктора и по ним определять КПД на различных режимах нагружения;
- обоснованно выбирать режимы эксплуатации редуктора, обеспечивающие минимальные потери как в приводе, так и в редукторе.

Анализ потерь мощности в редукторе

Коэффициент полезного действия (КПД) редуктора есть отношение полезной мощности к затраченной:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{T_2 n_2}{T_1 n_1} = \frac{T_2}{T_1 i},$$

где P_1, P_2 – мощности на ведущем (затраченная) и на ведомом (полезная) валах редуктора, Вт;

T_1, T_2 – вращающие моменты на ведущем и ведомом валах редуктора, Н·м;

ω_1, ω_2 – угловые скорости вращения ведущего и ведомого валов редуктора, рад/с;

n_1, n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого валов редуктора, мин⁻¹;

i – передаточное отношение исследуемого редуктора.

В свою очередь мощность потерь в редукторе, Вт:

$$P_{\psi} = P_1 - P_2 = P_1(1 - \eta) = P_1 \psi,$$

где ψ – коэффициент относительных потерь в редукторе,

$$\psi = 1 - \eta = \psi_3 + \psi_{\pi} + \psi_{\text{пм}} + \psi_{\text{в}};$$

ψ_3 – коэффициент относительных потерь в зацеплении;

ψ_{π} – коэффициент относительных потерь в подшипниках;

$\psi_{\text{пм}}$ – коэффициент относительных потерь на перемешивание масла;

$\psi_{\text{в}}$ – коэффициент относительных потерь на привод вентилятора у редукторов с искусственным воздушным охлаждением.

Потери в зацеплении являются следствием чрезвычайно сложного для исследования процесса взаимодействия контактирующих поверхностей зубьев. В общем случае силы трения между зубьями зависят от шероховатости их рабочих поверхностей, режима и вида смазки, соотношения скоростей качения и скольжения в контакте и величины передаваемой полезной нагрузки.

В червячной передаче потери в зацеплении составляют основную часть потерь мощности в связи с наличием значительного относительного скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса.

В режиме полужидкостной смазки силы трения увеличиваются при уменьшении вязкости масла и скорости в зацеплении. При высоких скоростях за счет повышения несущей способности масляного клина между зубьями вступают в силу зависимости, характерные для гидродинамического режима смазки.

Потери на трение в зацеплении обычно принимают пропорцио-

нальными полезной нагрузке и относят к так называемым нагрузочным потерям.

Валы современных редукторов обычно устанавливают на подшипниках качения, для которых характерны малые потери на трение:

$$\psi_n = 0,005 \dots 0,010.$$

Потери на перемешивание масла растут с увеличением окружной скорости, вязкости масла, ширины зубчатых колес и глубины их погружения в масляную ванну.

Коэффициент относительных потерь на привод вентилятора ψ_v существенно зависит от частоты вращения валов.

Раздельное измерение составляющих потерь мощности связано с большими трудностями. Поэтому обычно опытным путем определяют суммарные потери мощности, которые характеризуют общий КПД редуктора.

Средние значения КПД червячных передач с жидкой смазкой при разных числах заходов червяка z_1 представлены в табл. 3.3.

Таблица 3.3

КПД червячных передач с жидкой смазкой

z_1	1	2	4
i	32...63	16...32	8...16
η	0,65...0,80	0,75...0,85	0,80...0,90

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

Последовательность выполнения лабораторной работы в диалоговом режиме с элементами автоматизированной системы научных исследований (АСНИ)

Перед началом работы проводится индивидуальный автоматизированный контроль знаний. К выполнению работы допускают студентов, успешно прошедших тестирование.

Лабораторную работу выполняют в диалоговом режиме с компьютером и в режиме реального времени физического процесса.

Автоматизированный режим включает в себя *следующие этапы*:

1. Внесение сведений об исполнителях работы (см. рис. 3.54, 3.55).
2. Выбор лабораторной работы «Исследование КПД червячного редуктора» (см. рис. 3.54, 3.56).

3. Формирование исходных данных. Необходимые сведения о передаче высвечиваются на дисплее (см. рис. 3.57, 3.58).

4. Сохранение или восстановление исходных данных. Расчет выполняют на ЭВМ в автоматизированном режиме (см. рис. 3.62, 3.64, 3.65).

5. Проведение эксперимента (см. рис. 3.62, 3.66) с последовательным выбором этапов работы (см. рис. 3.61–3.64):

– ослабить ремень; включить электродвигатель и нажать клавишу «Enter»;

– подготовка оборудования;

– измерение экспериментальных данных.

6. Оформление отчета. Необходимо войти в меню по рис. 3.57 и выбрать команду «Отчет по лабораторной работе». Просмотреть отчет и напечатать необходимые разделы.

Из окна отчета есть возможность перехода к выполнению новой лабораторной работы или возврат на основную страницу.

Вопросы для самоконтроля

1. Приведите, формулы, по которым можно определить КПД редуктора.

2. Назовите основные причины потери мощности в редукторе.

3. Как изменяется КПД редуктора с увеличением числа его ступеней?

4. Как будет изменяться КПД редуктора при уменьшении нагрузки T_2 ?

5. Чему равно значение КПД редуктора при нагрузке $T_2 = 0$? Почему?

Работа 3.6.2. Исследование влияния режимов работы привода на КПД цилиндрического или конического редуктора

Цель работы

Экспериментально исследовать закономерность изменения коэффициента полезного действия (КПД) редуктора при разных режимах его работы.

В результате выполнения работы студент

- *должен знать*:
 - основные составляющие потерь мощности в редукторе, их зависимость от передаваемой нагрузки и частот вращения валов;
 - устройство лабораторной установки и методику проведения исследований;
- *должен уметь*:
 - экспериментально определять и теоретически рассчитывать вращающие моменты на валах редуктора и по ним определять КПД на различных режимах нагружения;
 - обоснованно выбирать режимы эксплуатации редуктора, обеспечивающие минимальные потери как в приводе, так и в редукторе.

Анализ потерь мощности в редукторе

Коэффициент полезного действия (КПД) редуктора есть отношение полезной мощности к затраченной:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{T_2 n_2}{T_1 n_1} = \frac{T_2}{T_1 i},$$

где P_1, P_2 – мощности на ведущем (затраченная) и на ведомом (полезная) валах редуктора, Вт;

T_1, T_2 – вращающие моменты на ведущем и ведомом валах редуктора, Н·м;

ω_1, ω_2 – угловые скорости вращения ведущего и ведомого валов редуктора, рад/с;

n_1, n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого валов редуктора, мин⁻¹;

i – передаточное отношение исследуемого редуктора.

В свою очередь, мощность потерь в редукторе, Вт:

$$P_{\psi} = P_1 - P_2 = P_1(1 - \eta) = P_1 \psi,$$

где ψ – коэффициент относительных потерь в редукторе,

$$\psi = 1 - \eta = \psi_3 + \psi_{\text{п}} + \psi_{\text{пм}} + \psi_{\text{в}};$$

ψ_3 – коэффициент относительных потерь в зацеплении;

$\psi_{\text{п}}$ – коэффициент относительных потерь в подшипниках;

$\psi_{\text{пм}}$ – коэффициент относительных потерь на перемешивание масла;

$\psi_{\text{в}}$ – коэффициент относительных потерь на привод вентилятора у редукторов с искусственным воздушным охлаждением.

Потери в зацеплении являются следствием чрезвычайно сложного для исследования процесса взаимодействия контактирующих поверхностей зубьев. В общем случае силы трения между зубьями зависят от шероховатости их рабочих поверхностей, режима и вида смазки, соотношения скоростей качения и скольжения в контакте и величины передаваемой полезной нагрузки.

Для зубчатых передач, нарезанных без модификации зацепления, величину коэффициента потерь в зацеплении можно приближенно определить с использованием зависимости

$$\psi_3 \approx 2,3f \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right),$$

где f – коэффициент трения скольжения в контакте сопряженных зубьев;

z_1, z_2 – числа зубьев шестерни и колеса.

В формуле знак «+» – для внешнего зацепления, знак «-» – для внутреннего зацепления.

Формула показывает, что потери сильно увеличиваются с уменьшением чисел зубьев, особенно числа зубьев шестерни.

В режиме полужидкостной смазки силы трения увеличиваются при уменьшении вязкости масла и скорости в зацеплении. При высоких скоростях за счет повышения несущей способности масляного клина между зубьями вступают в силу зависимости, характерные для гидродинамического режима смазки.

Потери на трение в зацеплении обычно принимают пропорциональными полезной нагрузке и относят к так называемым нагрузочным потерям.

Валы современных редукторов обычно устанавливают на подшипниках качения, для которых характерны малые *потери на трение*:

$$\psi_n = 0,005 \dots 0,010.$$

Потери на перемешивание масла растут с увеличением окружной скорости, вязкости масла, ширины зубчатых колес и глубины их погружения в масляную ванну.

Коэффициент относительных потерь на привод вентилятора ψ_v существенно зависит от частоты вращения валов.

Раздельное измерение составляющих потерь мощности связано с большими трудностями. Поэтому опытным путем обычно определяют суммарные потери мощности, которые характеризуют общий КПД редуктора.

Средние значения КПД зубчатых передач на подшипниках качения при номинальной нагрузке и жидкой смазке находятся в пределах $\eta = 0,97 \dots 0,98$, для открытых передач с пластичной смазкой $\eta = 0,95 \dots 0,96$.

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

Последовательность выполнения лабораторной работы в диалоговом режиме с элементами автоматизированной системы научных исследований (АСНИ)

Перед началом работы проводится индивидуальный автоматизированный контроль знаний. К выполнению работы допускают студентов, успешно прошедших тестирование.

Лабораторную работу выполняют в диалоговом режиме с компьютером и в режиме реального времени физического процесса.

Автоматизированный режим включает в себя *следующие этапы*:

1. Внесение сведений об исполнителях работы (см. рис. 3.54, 3.55).
2. Выбор лабораторной работы «Исследование КПД цилиндрического (конического) редуктора» (см. рис. 3.54, 3.56).
3. Формирование исходных данных. Необходимые сведения о передаче высвечиваются на дисплее (см. рис. 3.57, 3.58).
4. Сохранение или восстановление исходных данных. Расчет выполняют на ЭВМ в автоматизированном режиме (см. рис. 3.57, 3.59, 3.60).
5. Проведение эксперимента (см. рис. 3.57, 3.61) с последовательным выбором этапов работы (см. рис. 3.61–3.64):

- ослабить ремень; включить электродвигатель и нажать клавишу «Enter»;
- подготовка оборудования;
- измерение экспериментальных данных.

6. Оформление отчета. Необходимо войти в меню по рис. 3.57 и выбрать команду «Отчет по лабораторной работе». Просмотреть отчет и напечатать необходимые разделы.

Из окна отчета есть возможность перехода к выполнению новой лабораторной работы или возврат на основную страницу.

Вопросы для самоконтроля

1. Приведите, формулы, по которым можно определить КПД редуктора.
2. Назовите основные причины потери мощности в редукторе.
3. Как изменяется КПД редуктора с увеличением числа его ступеней?
4. Как будет изменяться КПД редуктора при уменьшении нагрузки T_2 ?
5. Чему равно значение КПД редуктора при нагрузке $T_2 = 0$? Почему?

Работа 3.6.3. Исследование ременной передачи

Цель работы

1. Экспериментально установить зависимость коэффициента упругого скольжения и коэффициента полезного действия ременной передачи от величины начального натяжения ремня и величины внешней нагрузки.

2. Определить режимы рационального нагружения ременных передач.

3. Ознакомиться с принципом испытания плоскоремной передачи на основе использования циркуляции мощности в замкнутом контуре.

В результате выполнения работы студент

- *должен знать:*
- конструкцию и принцип работы ременных передач;

- силовые и кинематические зависимости, характеризующие работу ременной передачи;
- назначение и методику построения кривых скольжения;
- особенности испытания ременных передач и пути повышения их тяговой способности;

- *должен уметь:*

- методически грамотно проводить испытания тяговой способности ременных передач в автоматизированном режиме;
- анализировать причины изменения тяговой способности передачи;
- обосновывать принимаемые проектные решения, направленные на повышение тяговой способности и эксплуатационной надежности ременных передач.

Краткие теоретические сведения

Ременная передача содержит ведущий шкив 1 и ведомый шкив 3, охватываемые гибким ремнем 2 (рис. 3.69). Она предназначена для передачи механической энергии в кинематической цепи от двигателя к исполнительному механизму, как правило, с изменением частоты вращения и вращающего момента (нагрузки).

Нагрузка передается силами трения, что обеспечивается предварительным натяжением ремня.

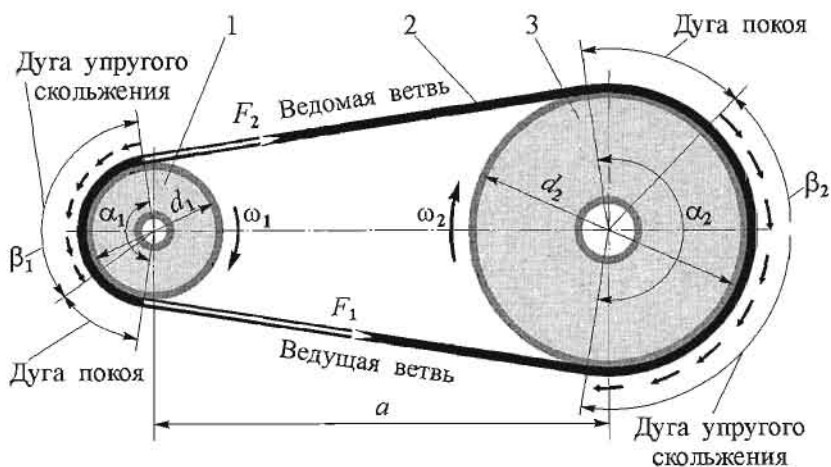


Рис. 3.69. Схема ременной передачи и упругое скольжение ремня

Достоинства ременных передач:

- простота конструкции;
- плавность работы;
- возможность передачи движения на значительные расстояния.

Недостатки ременных передач:

- большие габариты;
- низкая тяговая способность;
- низкая долговечность;
- большие нагрузки на валы и опоры;
- небольшое передаточное отношение, оптимальное значение $i = 2 \dots 4$;
- отсутствие жесткой кинематической связи.

По форме поперечного сечения ремни различают: плоские, клиновые, поликлиновые, круглые и зубчатые.

Особую группу составляют ременные передачи с зубчатым ремнем, являющиеся *передачами зацеплением* гибкой связью.

Ветвь, набегающая на ведущий шкив, является ведущей, сбегаящая с него – ведомой.

В состоянии покоя каждая ветвь ремня нагружена одинаковой силой начального натяжения F_0 . Это усилие практически сохраняется и на холостом ходу передачи, т.к. относительные потери $(1 - \eta)$ незначительны.

Под нагрузкой натяжение ветвей ремня перераспределяется: ведущая ветвь дополнительно натягивается до значения F_1 , а ведомая ветвь при этом разгружается от начального натяжения до величины F_2 . Сумма натяжений ветвей под нагрузкой сохраняется, т.е. $F_1 + F_2 = 2F_0$, а разность натяжений ветвей равна окружной силе $F_t = F_1 - F_2$.

Окружная сила F_t на шкивах, Н,

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1},$$

где T_1 – вращающий момент на ведущем шкиве, Н·мм;

d_1 – диаметр ведущего шкива, мм.

Из анализа приведенных зависимостей следует, что с увеличением усилия предварительного натяжения ремня окружное усилие и нагрузочная способность передачи возрастают.

Наличие разных усилий в ведущей и ведомой ветвях F_1 и F_2 является причиной разных напряжений σ_1 и σ_2 , относительных деформаций в ветвях ремня ε_1 и ε_2 и появления упругого скольжения ε ремня на шкивах работающей передачи:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}, \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A}, \quad \varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E}, \quad \varepsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E},$$

$$\sigma_1 > \sigma_2, \quad \varepsilon_1 > \varepsilon_2, \quad \varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2,$$

где A – площадь поперечного сечения ремня, мм²;

E – модуль упругости материала ремня, МПа.

Физический процесс взаимодействия ремня со шкивом достаточно сложный, и поэтому выбор рациональных режимов работы ременной передачи проводится, как правило, расчетно-экспериментальным методом.

В работающей ременной передаче упругое скольжение ремня на шкивах происходит в зонах упругого скольжения, ограниченных углами β_1 и β_2 . С увеличением нагрузки значения этих углов возрастают, достигая предельных значений, равных углам обхвата ремнем шкивов, т.е. $\beta_{1\max} = \alpha_1$ и $\beta_{2\max} = \alpha_2$.

В качестве критерия оценки рациональных режимов эксплуатации ременной передачи используют:

- коэффициент упругого скольжения

$$\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = 1 - \frac{d_2 n_2}{d_1 n_1}, \quad (3.6)$$

где V_1, V_2 – соответственно окружные скорости ведущего и ведомого шкивов, м/с;

n_1, n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого шкивов, мин⁻¹;

d_1, d_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм;

- коэффициент полезного действия

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1 i} = \frac{T_2 n_2}{T_1 n_1}, \quad (3.7)$$

где P_1, P_2 – мощность на ведущем и ведомом шкивах, Вт;

T_2 – вращающий момент на ведомом шкиве, Н·мм;

i – передаточное отношение передачи.

Эффективность сцепления ремня со шкивом обусловлена многими

факторами: типом и конструкцией ремня, величиной начального натяжения ремня, материалом и состоянием взаимодействующих поверхностей и т.д. Оценивается тяговая способность передачи коэффициентом тяги

$$\varphi = \frac{F_1 - F_2}{2F_0} = \frac{F_t}{2F_0}, \quad (3.8)$$

который наглядно показывает, какая часть начального натяжения ремня используется для передачи полезной окружной силы.

По результатам расчетно-экспериментальной оценки тяговой способности передачи строят графики кривых скольжения и КПД (рис. 3.70).

Кривые скольжения строят по данным, полученным экспериментально для конкретного конструктивного исполнения передачи: при заданном начальном натяжении ремня F_0 повышают полезную окружную силу F_t (или момент T_2), вычисляют при фиксированном значении F_t по формуле (3.8) коэффициент тяги φ , экспериментально замеряют нагрузку на валах T_1 , T_2 и частоты вращения валов n_1 , n_2 и по формулам (3.6) и (3.7) определяют коэффициент упругого скольжения ε и КПД передачи η .

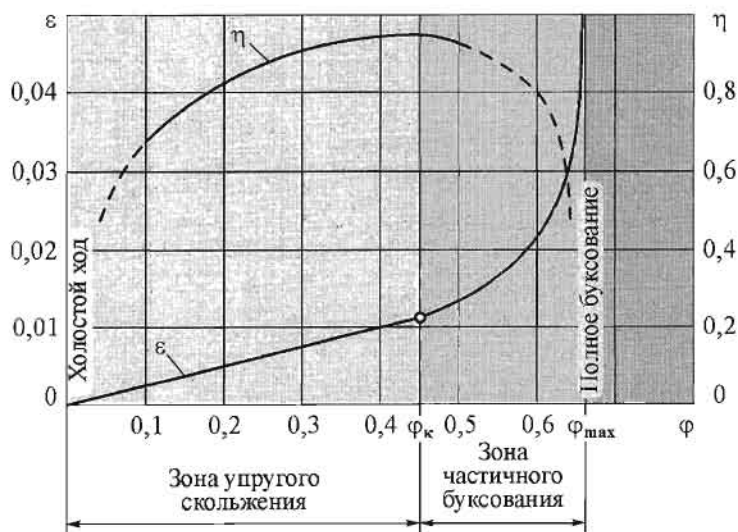


Рис. 3.70. Кривые скольжения и КПД

До некоторого критического значения коэффициента тяги φ_k скольжение ремня вызывается его упругими деформациями, которые согласно закону Гука пропорциональны нагрузке (зона упругого скольжения ремня по шкивам), и кривая скольжения имеет соответственно прямолинейный участок. При дальнейшем увеличении нагрузки появляется частичное буксование ремня по шкивам, прямая пропорциональность нарушается, кривая скольжения резко поднимается вверх, и при некотором предельном значении коэффициента тяги φ_{\max} , наступает полное буксование ремня на одном из шкивов.

С увеличением нагрузки КПД передачи вначале растёт вследствие незначительного влияния потерь на холостом ходу, достигает максимума при критическом значении коэффициента тяги φ_k , затем резко снижается в связи с дополнительными потерями на буксование.

Кривые скольжения и КПД показывают, что рационально работать в зоне критических значений коэффициента тяги, где наиболее высокий КПД. Переход за критическое значение коэффициента тяги допустим только при кратковременных перегрузках. Работа передачи в этой зоне связана с повышенным износом ремня.

Отношение $\frac{\varphi_{\max}}{\varphi_k}$ характеризует способность ременной передачи к перегрузкам.

Последовательность выполнения лабораторной работы в диалоговом режиме с элементами автоматизированной системы научных исследований (АСНИ)

Перед началом работы проводится индивидуальный автоматизированный контроль знаний. К выполнению работы допускают студентов, успешно прошедших тестирование.

Лабораторную работу выполняют в диалоговом режиме с компьютером и в режиме реального времени физического процесса.

Автоматизированный режим включает в себя *следующие этапы*:

1. Внесение сведений об исполнителях работы (см. рис. 3.54, 3.55).
2. Выбор лабораторной работы «Исследование ременной передачи» (только при работе на универсальном стенде по рис. 3.66) (см. рис. 3.54, 3.56).
3. Формирование исходных данных. Необходимые сведения о передаче высвечиваются на дисплее (см. рис. 3.57, 3.58).
4. Сохранение или восстановление исходных данных. Расчет вы-

полняют на ЭВМ в автоматизированном режиме (см. рис. 3.57, 3.59, 3.60).

5. Проведение эксперимента (см. рис. 3.53, 3.57) с последовательным выбором этапов работы (см. рис. 3.61–3.64):
 - ослабить ремень, включить электродвигатель и нажать клавишу «Enter»;
 - подготовка оборудования;
 - измерение экспериментальных данных.
6. Оформление отчета. Необходимо войти в меню по рис. 3.57 и выбрать команду «Отчет по лабораторной работе». Просмотреть отчет и напечатать необходимые разделы.

Из окна отчета есть возможность перехода к выполнению новой лабораторной работы или возврат на основную страницу.

Вопросы для самоконтроля

1. Укажите назначение, достоинства и недостатки ременных передач.
2. Какие профили ремней применяют в машиностроении?
3. С какой целью и какими способами создают начальное натяжение ремня?
4. Какие параметры передачи оказывают влияние на её тяговую способность?
5. Укажите причину упругого скольжения ремня на шкивах?
6. Предложите наиболее эффективные конструктивные мероприятия для увеличения тяговой способности ременной передачи.

Работа 3.7. Исследование резонанса валов при различных режимах нагружения

Цель работы

Исследовать явление резонанса при поперечных колебаниях вращающегося вала с насаженными на него деталями при различных режимах нагружения и жесткости.

В результате выполнения работы студент

- *должен знать:*
 - основы теории поперечных колебаний валов;
 - влияние основных параметров колебательной системы, вклю-

чающей вал с опорами и насаженную на него деталь, на критическую частоту вращения вала, при которой наступает явление резонанса;

- *должен уметь:*

- экспериментально и расчетным путем определять критическую частоту вращения вала;

- предотвращать явления резонанса в процессе проектирования реальных конструкций машин и узлов.

Краткие теоретические сведения

Валы и оси предназначены для поддержания насаженных на них деталей (зубчатые колеса, шкивы, звездочки и др.) и передачи нагрузок от них на опоры. Валы в отличие от осей нагружены не только изгибающимися, но и крутящими моментами. Оси крутящий момент не передают.

Вал с насаженными на него деталями, опоры и другие связанные с ними узлы машин представляют собой сложную механическую колебательную систему. Валы могут подвергаться продольным, поперечным и крутильным колебаниям.

Наиболее распространенным является случай поперечных (изгибных) колебаний вала, возникающих в результате периодических изменений поперечных сил, несбалансированности системы, а также из-за неизбежных погрешностей конструктивного и технологического характера. Возмущающими силами, выводящими вал из положения равновесия, являются силы инерции от неуравновешенности вращающихся деталей; частота воздействия этих сил равна частоте вращения вала. Восстанавливающими силами являются силы упругости вала.

Малые вынужденные колебания валов около положения равновесия становятся опасными при совпадении или кратности частоты вращения вала (частоты возмущающих сил) с частотой собственных колебаний системы. При этом резко возрастает амплитуда колебаний вала, а напряжения в любом сечении вала определяются уже не внешней нагрузкой (силами тяжести, силами в передачах), а силами инерции вращающихся масс. Это явление называется *резонансом* и представляет большую опасность для прочности вала и конструкции в целом. Частота вращения вала, при которой наступает резонанс, называется *критической* и рассчитывается по формуле

$$n_k = 60\nu, \text{ мин}^{-1}, \quad (3.9)$$

где ν – основная частота собственных поперечных колебаний вала, Гц (с^{-1}).

Сложность расчета колебаний любой механической системы определяется, главным образом, числом степеней свободы. Вал с насаженными на него деталями содержит бесконечное число материальных точек и, следовательно, имеет бесконечное число степеней свободы. Состояние такой системы может быть описано с помощью дифференциальных уравнений в частных производных.

При решении практических задач систему с непрерывным распределением параметров приближенно заменяют системой с дискретным распределением параметров, имеющей конечное число степеней свободы: свободные участки вала считают невесомыми, но деформируемыми, насаженные на вал детали, деформации которых малы, считают абсолютно твердыми телами – материальными точками. Основная частота собственных поперечных (изгибных) колебаний такой много-массовой системы может быть определена по формуле

$$\nu = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{10^3 g \cdot \frac{\sum (m_i y_i)}{\sum (m_i y_i^2)}},$$

где g – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$;

m_i – массы насаженных на вал деталей, включающие массу отдельных участков вала, кг;

y_i – статические прогибы вала от всей нагрузки в сечениях центров масс m_i с учетом упругих перемещений в опорах, мм.

В простейшем случае вал с насаженным диском (колесом) представляют в виде невесомой упругой балки, шарнирно закрепленной в жестких опорах с одной сосредоточенной массой, включающей массу диска и вала (рис. 3.71).

Основная частота собственных поперечных (изгибных) колебаний вала в этом случае равна:

$$\nu = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{10^3 g}{y_c}}, \quad (3.10)$$

где y_c – статический прогиб вала в сечении центра сосредоточенной массы m от силы тяжести, определяемый обычными методами сопротивления материалов,

$$y_c = \frac{m g a^2 (l - a)^2}{3 E J l}; \quad (3.11)$$

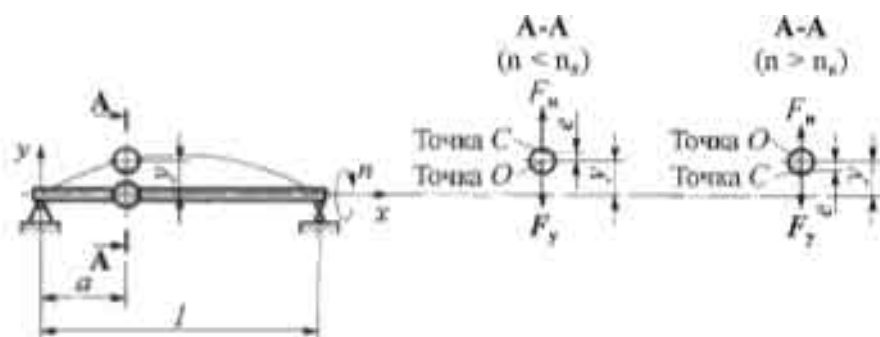


Рис. 3.71. Расчетная схема вала

- a – расстояние от центра масс точки C до левой опоры, мм;
 l – расстояние между опорами, мм;
 E – модуль упругости материала вала, МПа;
 J – осевой момент инерции сечения вала, мм⁴.

Анализ приведенных формул показывает, что исследуемая зависимость критической частоты вращения вала имеет вид:

$$n_k = f(m, a, l).$$

При произвольной частоте вращения вала и наличии эксцентриситета e центра масс точки C диска относительно геометрической оси вала, проходящей через точку O (см. рис. 3.71), сечение $A-A$ при $n < n_k$) центр масс будет вращаться по окружности радиуса $R = y + e$, где y – прогиб вала в сечении центра сосредоточенной массы m при угловой скорости вала ω , мм;
 ω – угловая скорость вала, рад/с;
 e – эксцентриситет центра масс, мм.

Сила инерции вращающейся массы $F_s = 10^{-3} m \omega^2 (y + e)$ уравновешивается силой упругости вала $F_y = cy$.

где c – жесткость вала, Н/мм.

Отсюда

$$\omega = \sqrt{\frac{10^3 c}{m \left(1 + \frac{e}{y}\right)}}, \text{ рад/с.}$$

При резонансе амплитуда колебаний вала y стремится к бесконечности, и критическая угловая скорость вала будет равна

$$\omega_k = \sqrt{\frac{10^3 c}{m}}.$$

Если выразить жесткость вала через статический прогиб y_c под действием силы тяжести его массы: $c = mg/y_c$, то нетрудно заметить, что критическая угловая скорость вала связана с основной частотой его собственных поперечных (изгибных) колебаний зависимостью

$$\omega_k = \sqrt{\frac{10^3 g}{y_c}} = 2\pi\nu.$$

Прогиб вала можно выразить через его критическую частоту вращения:

$$y = \left| \frac{e}{\left(\frac{n_k}{n}\right)^2 - 1} \right|.$$

Из последней формулы видно, что с увеличением частоты n вращения вала при $n < n_k$ (докритический режим) прогиб y вала возрастает и при $n = n_k$ стремится к бесконечности (рис. 3.72).

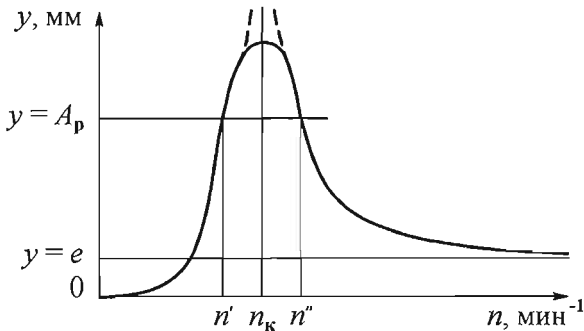


Рис. 3.72. Зависимость прогиба вала от частоты вращения

При дальнейшем увеличении частоты вращения при $n > n_k$ (за-

критический режим) прогиб y вала уменьшается и асимптотически приближается к величине эксцентриситета e , т.к. центр масс точка C диска будет расположен ближе к оси вращения, чем геометрическая ось вала, проходящая через точку O (см. рис. 3.71, сечение А-А при $n < n_k$). Следует заметить, что действительный прогиб вала при резонансе ($n = n_k$) принимает конечное значение из-за наличия трения и конструктивных ограничений (в подшипниках опор и др.). Однако по соображениям безопасности стремятся применять в конструкциях жесткие валы, для которых назначает $n \leq 0,7n_k$.

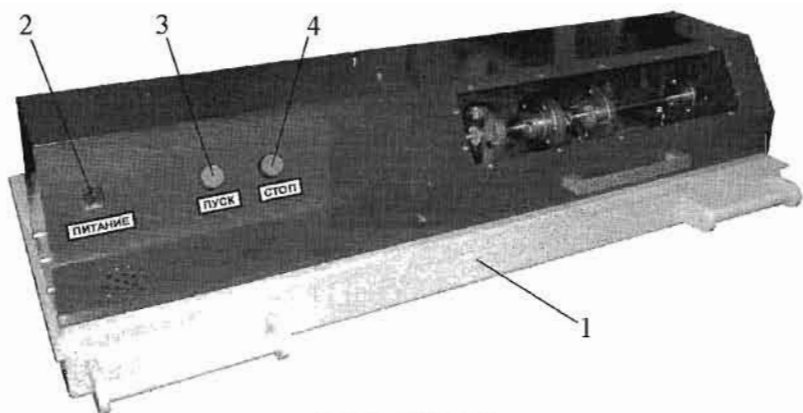
Быстроходные валы турбин и других агрегатов могут работать и в закритической области, но для прохождения через критические частоты опоры таких валов должны иметь демпфирующие устройства для гашения колебаний. В этом случае рабочую частоту вращения вала обычно назначают $n \geq 1,3n_k$.

Лабораторная установка

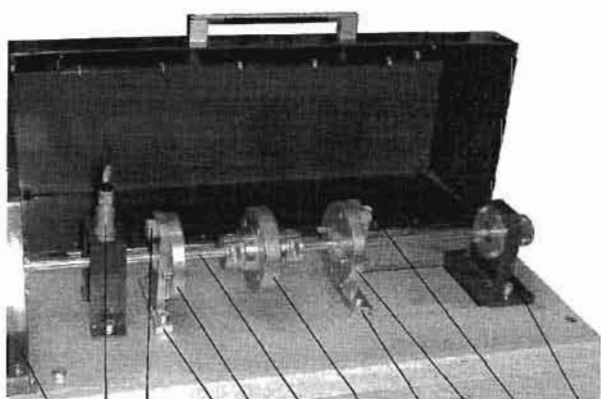
Резонанс валов исследуют на лабораторной установке конструкции НПП «Учебная техника-Профи» (рис. 3.73). На рис. 3.73, а представлен общий вид установки, на рис. 3.73, б – установка с откинутой крышкой. Установка выполнена в виде настольной каркасной конструкции с силовой рамой, состоящей из двух модулей: приводной модуль с панелью управления и системой анализа информации и модуль установки исследуемого вала.

Исследуемый вал 10 установлен в опорах 5 и 12, представляющих собой двухрядные сферические шарикоподшипники, закрепленные в кронштейнах. Сферические опоры обеспечивают свободное угловое перемещение вала в опорах. Правая опора 12 может перемещаться вдоль оси вала, изменяя расстояние между опорами, которое контролируют по разметке на направляющей опоры.

На валу закреплен диск 11 с возможностью перемещения вдоль оси вала. Между опорами вала расположены кронштейны 8 с ограничителями амплитуды. На кронштейнах 8 установлены съемные диски 9, которые могут при необходимости дополнительно закрепляться к диску 11, увеличивая его массу. В установке предусмотрена возможность создания дополнительного дисбаланса посредством ввинчивания в диск 11 винтов 7.



а)



б)

Рис. 3.73. Лабораторная установка для исследования резонанса валов:

а) общий вид установки; б) исследуемый модуль

На кронштейне 6 установлены датчики перемещения, посредством которых определяются упругие перемещения вала в процессе работы.

На каркасе 1 расположена панель управления: тумблер 2 «Питание», кнопка 3 «Пуск» и кнопка 4 «Стоп».

Приводной модуль представляет собой электродвигатель постоянного тока, закрепленный внутри каркаса. Вал электродвигателя соединен с исследуемым валом 10 муфтой. Изменение частоты вращения вала электродвигателя осуществляется бесступенчатым регулятором на частотном преобразователе.

Частота вращения вала измеряется датчиком частоты вращения. Упругий статический прогиб исследуемого вала и амплитуда его колебаний измеряются датчиками перемещения.

Информация с датчиков перемещения и датчика частоты вращения обрабатывается управляемыми усилителями. Данные поступают в контроллер с прошивкой DM 5.1 или эквивалент, который управляет усилителями и обменивается информацией с компьютером по шине USB 2.0.

Необходимое оборудование и инструмент

1. Лабораторная установка для исследования резонанса валов.
2. Два накидных гаечных ключа для шлицевых гаек, отвертка.

Рекомендуемая последовательность выполнения работы

1. Задать условия возмущения согласно табл. 3.4. Исследовать зависимость критической частоты n_k вращения вала от сосредоточенной массы m на валу при разном фиксированном расстоянии a между диском и левой опорой. Расстояние l между опорами принять фиксированным по указанию преподавателя, установив одно из значений по отметке на направляющей правой опоры: $l = 500; 525; 550$ мм.

2. Рассчитать статический прогиб вала y_c по формуле (3.11). Сосредоточенную массу на валу m , кг, определить по формуле

$$m = m_1 + m_2 z_g;$$

где m_1 – масса диска и приведенная масса вала, кг;

m_2 – масса кольцевого груза, кг;

z_g – количество закрепленных к диску кольцевых грузов.

Справочные данные для расчетов приведены в табл. 3.5.

3. Определить критическую частоту вращения вала, при которой наступает резонанс, расчетным путем по формулам (3.9) и (3.10) и экспериментально:

а) запустить электродвигатель нажатием кнопки «Луск»;

б) при достижении максимальной частоты вращения вала электродвигателя на экране дисплея выключить двигатель нажатием кнопки «Стоп»;

Таблица 3.4

Условия проведения эксперимента

Вариант	l , мм	a , мм	Количество грузов на диске	Наличие дисбаланса на диске
1	По указанию преподавателя из ряда 500; 525; 550	250	0	нет
2			0	<i>есть</i>
3			1	нет
4			2	нет
5		275	0	нет
6			0	<i>есть</i>
7			1	нет
8			2	нет
9		300	0	нет
10			0	<i>есть</i>
11			1	нет
12			2	нет

Таблица 3.5

Справочные данные

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Величина
Приведенная масса диска и вала	m_1	кг	1,90
Масса кольцевого груза	m_2	кг	0,66
Диаметр вала	d	мм	12
Осовой момент инерции сечения вала	$J = \pi d^4/64$	мм ⁴	1020
Модуль упругости материала вала (сталь)	E	МПа	$2,15 \cdot 10^5$
Ускорение свободного падения	g	м/с ²	9,81

в) по графику на дисплее определить критическую частоту вращения в эксперименте.

Сравнить критические частоты n_k вращения вала, полученные расчетом и экспериментально при разных условиях нагружения. Значительные расхождения (свыше 10...15%) свидетельствуют об ошибке в расчете или в эксперименте.

Провести анализ зависимости амплитудно-частотных характеристик вала от условий нагружения.

Анализ результатов и содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Причины возникновения резонанса и расчетная схема вала.
3. Формулы для расчета статического прогиба и критической частоты вращения вала с пояснениями.
4. Табл. 3.6 с результатами исследований резонанса валов по вариантам.

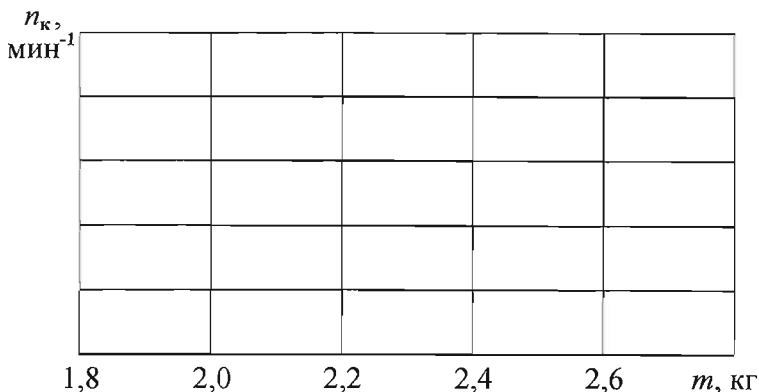
Таблица 3.6

Результаты исследований резонанса валов при $l = \dots$ мм

Вариант по табл. 3.4	Расчет		Эксперимент
	U_c , мм	n_k , мин ⁻¹	n_k , мин ⁻¹
1			
2			
...			

5. Графики зависимости критической частоты вращения вала от сосредоточенной массы m при фиксированных значениях a и l (рис. 3.74).

6. Выводы о влиянии каждой переменной на критическую частоту вращения вала. Предложения по снижению опасности резонанса.



**Рис. 3.74. Зависимость критической частоты вращения вала от сосредоточенной массы m на валу при $l = \dots$:
 кривая 1 – $a = 250$ мм; кривая 2 – $a = 275$ мм; кривая 3 – $a = 300$ мм**

Вопросы для самоконтроля

1. Сформулируйте причины возникновения поперечных колебаний и резонанса валов.
2. Почему амплитуда колебаний при резонансе не устремляется в бесконечность?
3. Дайте определения и поясните графически понятия *докритическая* и *закритическая* частоты вращения вала.
4. Каким образом можно предотвратить резонансные явления валов?
5. Каким образом можно уменьшить амплитуду колебаний вала в докритической и в закритической областях частот вращения вала?
6. Как зависит критическая частота вращения вала от расстояния между опорами вала? Почему?
7. Как зависит критическая частота вращения вала от положения диска на валу? Почему?
8. Как зависит критическая частота вращения вала от массы диска на валу? Почему?
9. Ведущий шкив ременной передачи установлен на валу электродвигателя. Как на этапе проектирования ременной передачи уменьшить амплитуду колебаний вала электродвигателя?

Работа 3.8. Исследование триботехнических характеристик подшипников скольжения

Цель работы

Экспериментально определить триботехнические характеристики подшипников скольжения:

- момент трения и коэффициент трения;
- зависимости этих характеристик от материалов пары трения, величины радиальной и осевой нагрузок на подшипник, от скорости скольжения на рабочих поверхностях.

В результате выполнения работы студент

- *должен знать:*
 - основные триботехнические характеристики подшипников;
 - устройство и работу лабораторной установки;
- *должен уметь:*
 - определять и анализировать геометрические и технические параметры подшипников скольжения с различными парами трения.

Краткие теоретические сведения

Подшипники скольжения – это опоры вращающихся деталей, работающие в условиях скольжения поверхности цапфы (шпица вала, пяты) относительно поверхности подшипника.

По направлению воспринимаемых нагрузок подшипники скольжения подразделяют на радиальные, воспринимающие радиальные нагрузки, и упорные (подпятники), воспринимающие осевые нагрузки; совмещенные опоры воспринимают нагрузки обоих направлений – и радиальные и осевые.

Для снижения износа подшипники смазывают жидкой, пластичной, газовой или твердой (типа графит) смазками. Применяют с этой же целью самосмазывающиеся материалы, в частности, на основе антрифрикционных полимеров.

Конструктивно подшипники скольжения, как правило, включают корпус, вкладыш, а также смазывающие и защитные устройства. Корпуса подшипников изготавливают цельными или разъемными из чугуна, стали, реже – из других материалов. Вкладыши в виде втулок – цельных или из двух половин – изготавливают из материалов с высокими триботехническими характеристиками: низким и стабильным

коэффициентом трения, высокой износостойкостью, хорошей прирабатываемостью и др., которые характерны для сплавов цветных металлов (баббит, бронза, латунь), а также для антифрикционного чугуна, самосмазывающихся полимеров (полиамида, углепластиков) и т.д.

Подшипники скольжения, смазываемые пластичной смазкой (исследуемые в настоящей лабораторной работе), могут эффективно работать при ограниченных нагрузочно-скоростных параметрах (давлении p , скорости скольжения V и параметре « pV »). В момент пуска, т.е. начала движения, коэффициент трения (статический) в подшипнике превышает по величине коэффициент трения при установившемся движении (динамический). В момент остановки привода выбег вала (т.е. вращение по инерции) незначителен вследствие повышенных сопротивлений на трение по сравнению с подшипниками качения.

Момент сопротивления вращению вследствие трения в подшипниках характеризует энергетические потери в приводе, тепловую напряженность опоры вращающегося вала, влияет на показатели износа подшипника и цапфы вала. В свою очередь, на величину момента и коэффициента трения оказывают влияние многие факторы, основными из которых является: материал подшипника, величина радиальной и осевой нагрузок, скорость скольжения, вид и способ подачи смазочного материала, шероховатость трущихся поверхностей и др.

Устройство и работа лабораторной установки

При исследовании триботехнических характеристик подшипников скольжения используется лабораторная установка конструкции НПП «Учебная техника-Профи».

Установка приведена на рис. 3.75. На плите 1 установлен приводной модуль 7 и измеритель усилия 6 с возможностью поворота относительно плиты в вертикальной плоскости.

Вал электродвигателя приводного модуля соединен с входным концом вала шпинделя. К торцу вала шпинделя привинчена ось, на которую насажена втулка испытываемого подшипника скольжения с грузом 5. Втулка зафиксирована на оси винтом, ввинченным в ось. Ось вращается вместе с рабочим валом, а втулка подшипника с грузом не вращаются.

Электродвигатель размещен в подшипниковых опорах и имеет возможность поворачиваться вокруг оси вала. На опоре электродвигателя закреплен тензометрический датчик усилия, предотвращающий

проворот корпуса электродвигателя и позволяющий регистрировать реактивный момент на корпусе двигателя. На валу электродвигателя установлен датчик частоты вращения, позволяющий регистрировать частоту вращения вала электродвигателя. Рабочая втулка подшипника закреплена в опорной втулке. К опорной втулке подшипника скольжения крепится нагружающее устройство в виде груза 5.

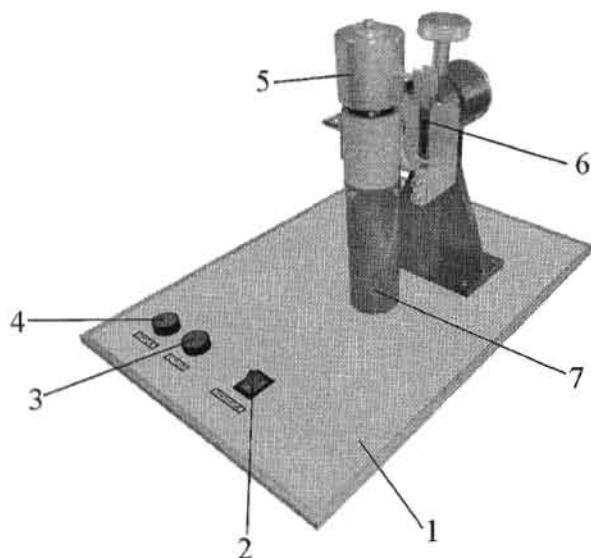


Рис. 3.75. Лабораторная установка для исследования триботехнических характеристик подшипников скольжения

Грузом 5 создается радиальная, осевая или комбинированная нагрузка на подшипник за счет различного наклона оси подшипника к вертикали. Подшипник с грузом под действием момента трения своим поводком воздействует на плоскую измерительную пружину 6, деформация которой пропорциональна величине момента трения. На измерительной пружине закреплен тензометрический датчик усилия, позволяющий регистрировать реактивный момент со стороны пружины на подшипник с грузом.

Управление двигателем осуществляется кнопочной станцией, содержащей тумблер 2 включения питания электроустановки и кнопки 3 и 4 выключения и включения электродвигателя.

Технические параметры лабораторной установки:

– материалы трущейся пары: «сталь–бронза» и «сталь–чугун»;

- диаметр оси $d = 5$ и 10 мм;
- полная нагрузка $F = 10$ и 20 Н;
- изменение направления нагрузки: от осевой ($\alpha = 0^\circ$) до радиальной ($\alpha = 90^\circ$);
- частота вращения оси $n = 400 \dots 1000$ мин $^{-1}$;
- момент трения в подшипниках $T = 3 \dots 80$ Н·мм.

Определение коэффициента трения скольжения

Схема испытываемого подшипникового узла приведена на рис. 3.76.

Момент трения в подшипнике скольжения складывается из двух составляющих величин, зависящих от радиальной и осевой нагрузок:

$$T = F_r f_r \frac{d}{2} + F_a f_a \frac{d_{cp}}{2},$$

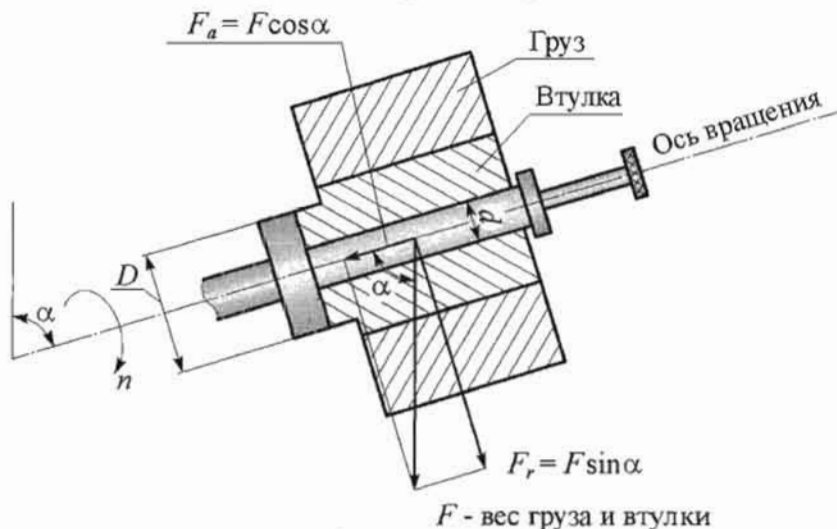


Рис. 3.76. Узел подшипника скольжения

где F_r, F_a – радиальная и осевая нагрузки в опоре, Н;
 f_r, f_a – коэффициенты трения соответственно на радиальной и торцевой поверхностях подшипника;
 d – диаметр цапфы подшипника, мм;

$d_{\text{ср}}$ – средний диаметр торцевой части вала (пяты) с наружным D и внутренним d диаметрами подшипника, мм.

Принимая в первом приближении $f_r = f_a = f$, а также учитывая, что

$$F_r = F \sin \alpha, \quad F_a = F \cos \alpha,$$

где α – угол отклонения оси подшипника и груза от вертикали, получим формулу для приведенного коэффициента трения

$$f = \frac{2T}{F \left[d \sin \alpha + \left(\frac{D+d}{2} \right) \cos \alpha \right]}. \quad (3.12)$$

Необходимое оборудование и инструмент

1. Лабораторная установка для исследования подшипников скольжения.
2. Два комплекта испытываемых подшипников скольжения с грузами: диаметр подшипников 5 и 10 мм, материал вкладыша втулки – бронза или чугун, грузы массой 1 и 2 кг.
3. Штангенциркуль, отвертка.

Рекомендуемая последовательность выполнения работы

1. Ознакомиться с теоретическими положениями, описанием проводимой работы и устройством установки.
2. Тумблером 2 «Питание» (см. рис. 3.75) подключить прибор к сети.
3. В рабочий вал винтить сменную ось, на которую установить втулку и закрепить ее винтом. Диаметр и материал подшипника – по табл. 3.7 в соответствии с вариантом, задаваемым преподавателем. На втулку установить груз 5 и зафиксировать его стопорным винтом. Поводок груза ввести в седловину измерительной пружины.
4. Установить требуемую частоту вращения вала (см. табл. 3.7) в соответствии с заданным преподавателем вариантом. Кнопкой 4 «Пуск» включить двигатель.
5. Меняя угол α наклона оси вращения рабочего вала от 0 до 90° с шагом 30°, по графику на дисплее определить момент трения в четырех положениях оси.

Таблица 3.7

Условия испытаний

Вариант	Материал подшипника	Нагрузка F , Н	Частота вращения n , мин ⁻¹	Вариант	Материал подшипника	Нагрузка F , Н	Частота вращения n , мин ⁻¹
Диаметр подшипника $d = 5$ мм							
1	Бронза	10	400 500 600	5	Чугун	10	400 500 600
2	Бронза	10	800 900 1000	6	Чугун	10	800 900 1000
3	Бронза	20	400 500 600	7	Чугун	20	400 500 600
4	Бронза	20	800 900 1000	8	Чугун	20	800 900 1000
Диаметр подшипника $d = 10$ мм							
1	Бронза	10	400 500 600	5	Чугун	10	400 500 600
2	Бронза	10	800 900 1000	6	Чугун	10	800 900 1000
3	Бронза	20	400 500 600	7	Чугун	20	400 500 600
4	Бронза	20	800 900 1000	8	Чугун	20	800 900 1000

6. Меняя частоту вращения и диаметр вала, повторить эксперимент по п. 5 для указанного преподавателем варианта.

7. Размеры подшипника d и D измерить штангенциркулем.

8. Результаты испытаний занести в табл. 3.8; коэффициент трения рассчитать по формуле (3.12).

9. Кнопкой 3 «Стоп» выключить двигатель, отсоединить от сети, снять испытываемые подшипники.

10. Распечатать отчет и защитить работу.

Таблица 3.8

Результаты исследования подшипника скольжения
 Материал подшипника: ; $d = \dots$, мм; $F = \dots$, Н

№ опыта	Угол наклона α , град	Момент трения T , Н·мм, при частоте вращения n , мин ⁻¹			Коэффициент трения f при частоте вращения n , мин ⁻¹		
		$n = \dots$	$n = \dots$	$n = \dots$	$n = \dots$	$n = \dots$	$n = \dots$
1							
2							
...							

Анализ результатов и содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Конструктивная схема испытываемого подшипника скольжения (см. рис. 3.76) и краткое описание проводимых исследований.
3. Расчетная формула для вычисления коэффициента трения с пояснениями.
4. Результаты исследования (табл. 3.8).
5. Графики зависимостей момента трения и коэффициента трения скольжения от угла α наклона оси подшипника (рис. 3.77) и от скорости скольжения $V = \pi d n / 60 \cdot 10^3$, где V измеряется в м/с, d – в мм, n – в мин⁻¹.
6. Выводы о влиянии величины радиальной и осевой нагрузок на момент и коэффициент трения (через их соотношение – по углу α наклона оси) для исследуемых подшипников.

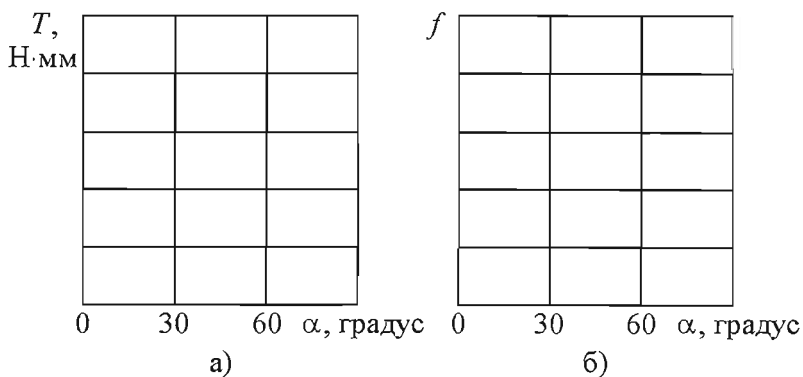


Рис. 3.77. Зависимость момента трения (а) и коэффициента трения (б) от угла наклона подшипника:
 кривая 1 – при $n = \dots$; кривая 2 – при $n = \dots$; кривая 3 – при $n = \dots$

Вопросы для самоконтроля

1. От каких факторов зависят момент и коэффициент трения подшипника скольжения?
2. На какие характеристики опоры вращающегося вала влияют показатели трения?
3. Устройство и принцип работы лабораторной установки.
4. Поясните расчетные зависимости для силы, момента и коэффициента трения.
5. Какова роль смазочного материала при работе подшипника?
6. Какие материалы называют антифрикционными?
7. Особенности работы подшипника скольжения при пуске, установившемся режиме и остановке.

Работа 3.9. Исследование предохранительных муфт приводов

Цель работы

Изучить конструкцию и особенности регулировки предохранительных муфт по предельному моменту.

В результате выполнения работы студент

- *должен знать:*
 - назначение, конструкцию и принцип работы предохранительных муфт;
 - особенности регулировки муфт по предельному моменту;
 - основные критерии работоспособности предохранительных муфт и принципиальные особенности установки их в кинематической цепи привода;
- *должен уметь:*
 - анализировать конструктивные особенности предохранительных муфт различных типов;
 - теоретически рассчитывать и экспериментально определять предельные значения моментов срабатывания муфт;
 - принимать обоснованные проектные решения при выборе типоразмера муфты для конкретной кинематической схемы привода.

Краткие теоретические сведения

Рабочий процесс различных машин (землеройные и дробильные машины, металлорежущие станки, оборудование для обработки металлов давлением и др.) связан с возможными перегрузками. По характеру действия перегрузки могут быть постепенно нарастающими (в результате затупления инструмента и т.п.) или динамическими.

Для защиты деталей машин от воздействия нагрузок, превышающих расчетные, служат предохранительные муфты.

По принципу работы механические предохранительные муфты разделяют на две группы:

- муфты с разрушающимся элементом (муфта со срезным штифтом и т.п.);
- муфты с неразрушающимся элементом (кулачковые, шариковые, фрикционные и т.п.).

В настоящей работе изучаются муфты последней группы. В качестве основных технических требований, предъявляемых к этим муфтам, можно отметить:

- надежность и безопасность действия;
- точность срабатывания – способность разъединять кинематическую цепь при заданном вращающем моменте;
- возможность регулировки величины предельного значения вращающего момента;
- автоматическое восстановление работоспособности после срабатывания.

Во избежание случайных выключений предохранительные муфты настраивают по предельной величине вращающего момента, при котором начинает срабатывать муфта:

$$T_{\text{пр}} = \beta T_{\text{н}},$$

где $\beta = 1,2 \dots 1,5$ – коэффициент запаса;

$T_{\text{н}}$ – номинальный (расчетный) вращающий момент (наибольший момент нагрузки, заданный графиком работы привода), Н·мм.

Графически процесс изменения величины передаваемого между валами вращающего момента при срабатывании муфт в функции угла относительного поворота полу муфт показан на рис. 3.78.

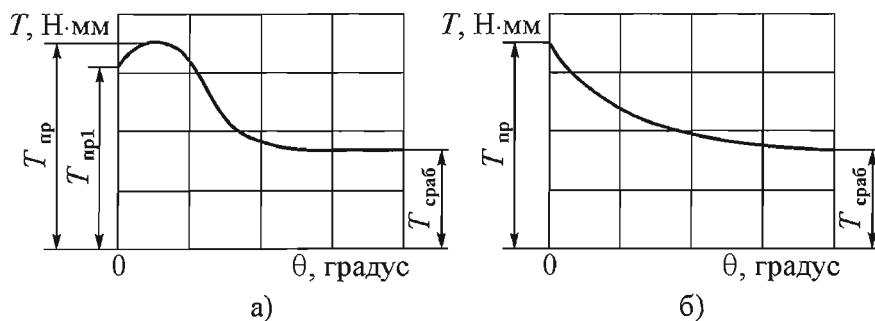


Рис. 3.78. Графики нагружения муфт:
а) кулачковая и шариковая; б) фрикционная

В пружинных кулачковых и шариковых муфтах относительное осевое перемещение кулачков (шариков) начинается при некоторой предельной нагрузке $T_{\text{пр1}}$, что приводит к дополнительному сжатию

пружин, увеличению усилия прижима кулачков друг к другу и росту передаваемого муфтой момента до величины $T_{пр}$. Только после выхода кулачков из зацепления начинается «прошелкивание» полумуфт с резким снижением передаваемого момента до величины $T_{сраб}$ (рис. 3.78, а).

Во фрикционных муфтах относительное движение полумуфт начинается только при достижении момента $T_{пр}$, способного преодолеть трение покоя взаимодействующих поверхностей (рис. 3.78, б).

Чувствительность муфты характеризуется коэффициентом остаточного момента, который определяется как отношение вращающего момента, установившегося после срабатывания $T_{сраб}$, к предельному $T_{пр}$, при котором муфта начинает срабатывать

$$K_{ом} = T_{сраб} / T_{пр}.$$

Точность ограничения нагрузки муфтой характеризуется коэффициентом точности

$$K_{т} = T_{пр\ max} / T_{пр\ min},$$

где $T_{пр\ max}$, $T_{пр\ min}$ – наибольший и наименьший вращающие моменты, при которых происходит срабатывание муфты.

Чем ближе $K_{т}$ к единице, тем надежнее работает муфта, тем выше её качество.

Кулачковые и шариковые предохранительные муфты наиболее широко применяют в приводах при небольших скоростях, малых вращающих моментах и массах соединяемых частей, т.к. с ростом скоростей и увеличением вращающихся масс возникают многократные перегрузки при пересопряжении (повторном включении) кулачков или шариков при срабатывании муфты, что нарушает устойчивую работу привода.

Конструктивно муфты этого типа состоят из двух полумуфт, имеющих на торцах кулачки (шарики), и замыкающей пружины, поставленной с предварительным натяжением. Кулачки имеют трапецеидальную или (реже) треугольную форму с углом наклона рабочих граней 45...60°. При срабатывании муфты сила трения на кулачках (шариках), а также в подвижном шлицевом или шпоночном соединении препятствует размыканию муфты.

На рис. 3.79 представлена испытываемая кулачковая муфта, состоящая из ведущей 3 и ведомой 4 полумуфт, на торцах которых вы-

полнены кулачки трапецеидальной формы, входящие в сопряжение друг с другом. Кулачки замыкаются пружиной 7, стянутой гайкой 8 с контргайкой. Полу муфта 4 свободно вставлена в полу муфту 3. Осевая нагрузка со стороны пружины замыкается на полу муфте 4 через упорный подшипник 2 и пружинное кольцо 1.

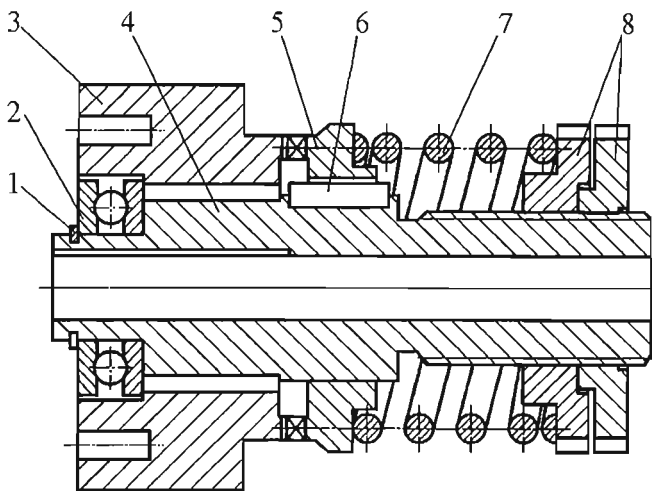


Рис. 3.79. Конструкция кулачковой предохранительной муфты

Кулачки 5 ведомой полу муфты 4 могут перемещаться в осевом направлении вдоль шпонки 6, закрепленной в ведомой полу муфте 4. При срабатывании муфты кулачки ведомой полу муфты, преодолевая сопротивление пружины, выходят из зацепления с кулачками ведущей полу муфты, разрывая цепь. Вращающий момент на ведущую полу муфту 3 передается штифтами, вставляемыми в отверстия на торце полу муфты, а с ведомой полу муфты на ведомый вал – шпоночным соединением.

В предохранительных шариковых муфтах трение скольжения на кулачках частично заменено трением качения на шариках. Эти муфты проще в изготовлении и отличаются большей надежностью, однако их нагрузочная способность сравнительно невелика. На рис. 3.80 представлена испытываемая шариковая муфта. Ее конструкция во многом схожа с конструкцией кулачковой муфты: штифтами вращение подается на ведущую полу муфту 3 и через шарики 5 и 6 – на ведомую полу муфту 4. Замыкание сил в муфте осуществляется пружи-

ной 9, стянутой гайкой 10 с контргайкой, посредством нажимной шайбы 8 со штифтами 7. Полумуфта 4 свободно вставлена в полумуфту 3. Осевая нагрузка со стороны пружины замыкается на полумуфте 4 через упорный подшипник 2 и пружинное кольцо 1.

При срабатывании муфты шарики ведомой полумуфты, преодолевая сопротивление пружины, выходят из контакта с шариками ведущей полумуфты, разрывая цепь.

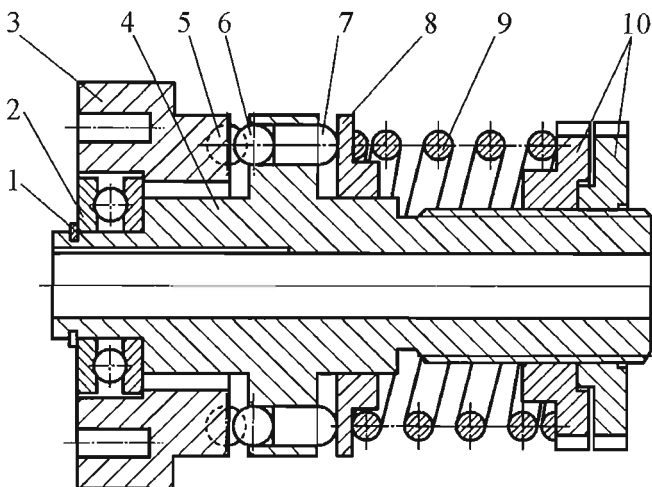


Рис. 3.80. Конструкция шариковой предохранительной муфты

Фрикционные предохранительные муфты передают вращающий момент за счет сил трения. Их применяют в механизмах, работающих с нагрузками ударного характера, с частыми кратковременными перегрузками и при высоких угловых скоростях.

В процессе срабатывания муфта поглощает механическую энергию, преобразуя её в тепловую. Передача вращающего момента при этом не прекращается, однако его абсолютная величина снижается, т.к. коэффициент трения скольжения для большинства материалов меньше коэффициента трения покоя.

По форме трущихся поверхностей различают дисковые и конусные фрикционные предохранительные муфты. По условиям смазки муфты дополнительно разделяют на сухие и работающие в масляной ванне.

Наибольшее распространение получили дисковые фрикционные муфты. Муфта (рис. 3.81) состоит из ведущей 3 и ведомой 4 полу-

муфт, между которыми помещены чередующиеся ведущие 7 и ведомые 5 диски трения. Диски соединены поочередно с ведущей и ведомой полумуфтами посредством шлицев и прижаты друг к другу пружиной 9, затянутой гайкой 10 с контргайкой. К ведомым дискам приклепаны заклепками фрикционные накладки 6, обеспечивающие высокий и стабильный коэффициент трения.

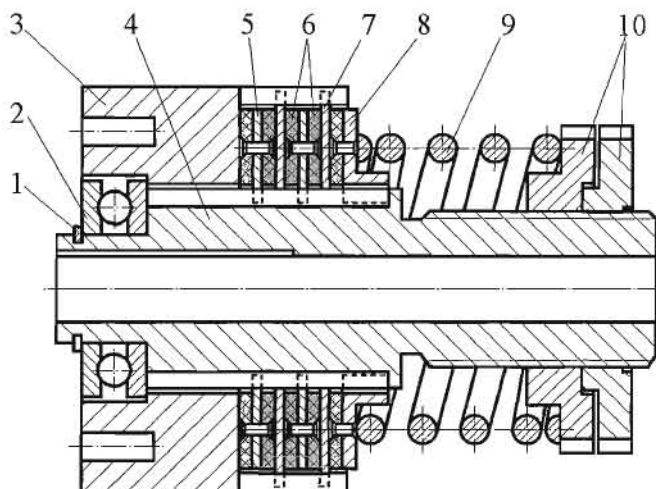


Рис. 3.81. Конструкция фрикционной многодисковой предохранительной муфты

Количество дисков, исходя из условия ограничения давления на поверхностях трения, может быть различным, что позволяет варьировать несущей способностью и долговечностью муфты при сравнительно малых радиальных габаритах. Полумуфта 4 свободно вставлена в полумуфту 3. Осевая нагрузка со стороны пружины замыкается на полумуфте 4 через упорный подшипник 2 и пружинное кольцо 1. Вращающий момент на ведущую полумуфту передается штифтами, а с ведомой полумуфты на ведомый вал – шпоночным соединением.

Расчетный вращающий момент, передаваемый кулачковой муфтой, находится из условия равновесия подвижных полумуфт (рис. 3.82):

$$T_{\text{нр}} = \frac{F_{\text{нр}} D_{\text{ср}}}{2[\text{tg}(\alpha - \varphi) - f D_{\text{ср}} / d]}. \quad (3.13)$$

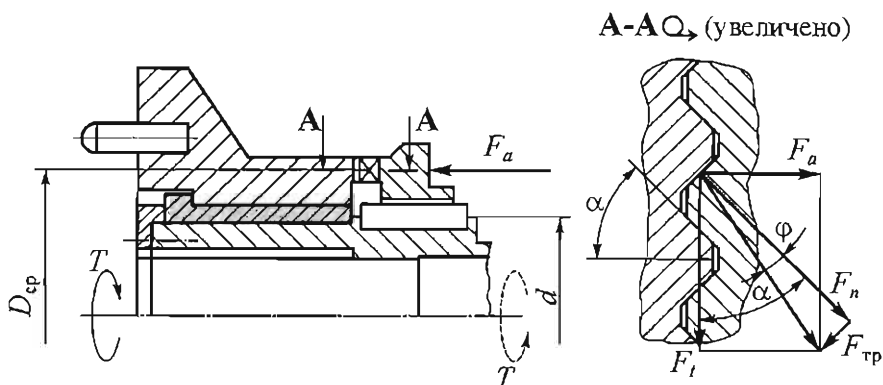


Рис. 3.82. Расчетная схема кулачковой предохранительной муфты

В шариковой муфте в осевом направлении перемещаются не вся полумуфта, а только шарики, т.е. исключается сопротивление перемещению в шпонке или шлицах, и расчетная формула упрощается (рис. 3.83):

$$T_{np} = \frac{F_{np} D_{cp}}{2 \operatorname{tg}(\alpha - \phi)}, \quad (3.14)$$

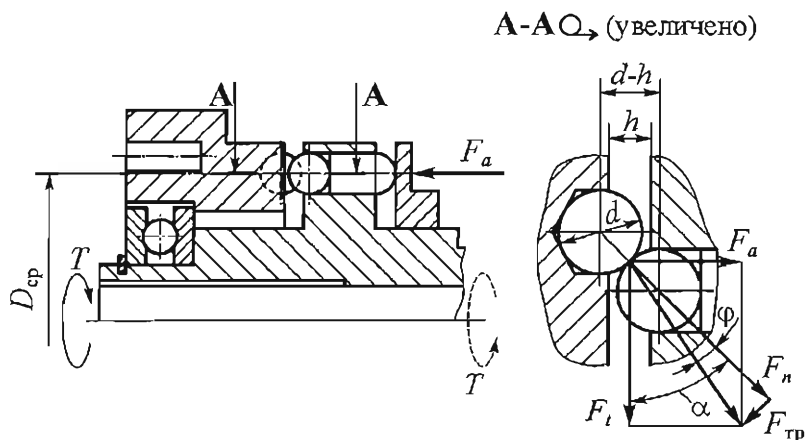


Рис. 3.83. Расчетная схема шариковой предохранительной муфты

где $F_{\text{пр}}$ – расчетная сила пружины, при которой начинает срабатывать муфта, Н;

$D_{\text{ср}}$ – средний диаметр расположения кулачков для кулачковой муфты или шариков для шариковой муфты, мм;

α – угол наклона рабочей поверхности кулачков или угол наклона касательной в точке соприкосновения шариков к оси муфты, градус;

φ – угол трения между кулачками ($\varphi = 5 \dots 6^\circ$) или шариками ($\varphi = 2 \dots 3^\circ$);

d – диаметр вала, на котором установлена подвижная полумуфта, мм;

f – коэффициент трения в шлицевом или шпоночном соединении подвижной полумуфты с валом ($f \approx 0,15$).

Как видно из рис. 3.83, угол давления α изменяет свое значение при обкатывании шариков друг по другу в процессе срабатывания муфты. Наименьшее значение угла α имеет место в момент начала срабатывания муфты:

$$\alpha = \arcsin(d - h)/d,$$

где d – диаметр шарика, мм;

h – расстояние, на которое выступает шарик из полумуфты, мм.

Затем угол α возрастает, что при том же усилии прижатия шариков пружинной уменьшает передаваемый момент, способствуя повышению точности срабатывания шариковых муфт.

Расчетный вращающий момент, при котором происходит срабатывание фрикционной дисковой муфты (рис. 3.84),

$$T_{\text{пр}} = \frac{1}{3} F_{\text{пр}} f \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} z, \quad (3.15)$$

где $F_{\text{пр}}$ – расчетная осевая сила пружины, сжимающая диски, Н;

D – наибольший диаметр поверхности трения, мм;

d – наименьший диаметр поверхности трения, мм;

z – количество пар поверхностей трения, равное сумме чисел ведущих и ведомых дисков минус единица;

f – коэффициент трения на рабочих поверхностях дисков.

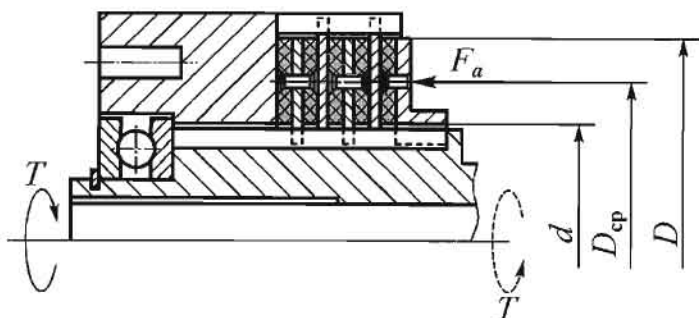


Рис. 3.84. Расчетная схема фрикционной дисковой муфты

Техническая характеристика испытываемых муфт приведена в табл. 3.9.

Таблица 3.9

Техническая характеристика муфт

Тип муфты	D_{cp} , мм	D , мм	d , мм	h , мм	α , градус	z	f	Жесткость пружины c , Н/мм
Кулачковая	45	—	22	—	45	—	0,15	15
Шариковая	45	—	—	2,5	48,6	—	0,15	15
Дисковая фрикционная	45	60	30	—	—	5	0,30	15

Лабораторная установка

Лабораторная работа выполняется на установке конструкции НПП «Учебная техника-Профи» (рис. 3.85). На раме 1 установлен червячный редуктор 8, имеющий фланцевое крепление с двигателем 11.

На конце полого тихоходного вала редуктора устанавливается испытываемая муфта. Ведущая полумуфта 7 отверстиями на торце посажена на штифты фланца полого вала, передающие вращающий момент на полумуфту. Ведомая полумуфта установлена на валу 5 и фиксируется от осевого смещения гайкой 6 с контргайкой. Через предохранительную муфту вращение подается на внутренний вал 5, соединяемый с ведомой полумуфтой и валом порошкового тормоза шпоночными соединениями.

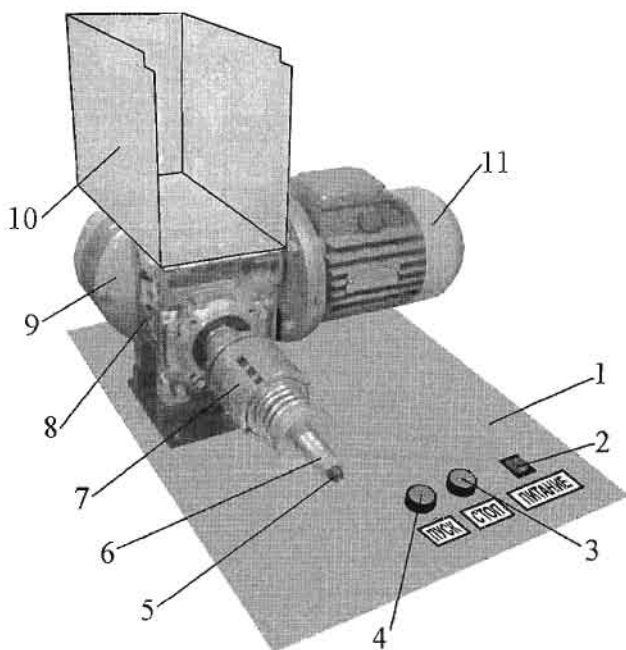


Рис. 3.85. Лабораторная установка для испытания предохранительных муфт

На корпусе редуктора закреплена реактивная тяга, предотвращающая проворот порошкового тормоза вокруг оси. Свободным концом реактивная тяга опирается на тензометрический датчик усилия, закрепленный на корпусе шпинделя и позволяющий регистрировать реактивный момент на корпусе редуктора.

На внутреннем и внешнем валах установлены оптические датчики, позволяющие регистрировать частоты вращения ведущей и ведомой частей исследуемой муфты.

В процессе испытаний муфту закрывают откидным прозрачным колпаком 10.

Внутри каркаса стенда располагается электронное устройство для анализа и обработки информации.

Управление двигателем осуществляется кнопочной станцией, содержащей тумблер 2 включения питания электроустановки и кнопки 3 и 4 выключения и включения электродвигателя.

Управление нагрузкой осуществляется изменением тормозного усилия порошкового тормоза.

Внутри каркаса лабораторного комплекса закреплен контроллер с прошивкой DM 5.1 или эквивалент. Информация с датчика усилия и оптических датчиков обрабатывается управляемыми усилителями. Данные поступают в контроллер, который управляет усилителями и обменивается информацией с компьютером по шине USB 2.0.

Необходимое оборудование и инструмент

1. Лабораторная установка для испытания предохранительных муфт.
2. Комплект испытываемых предохранительных муфт.
3. Два гаечных ключа для шлицевых гаек, отвертка.
4. Штангенциркуль.

Рекомендуемая последовательность выполнения работы

1. Изучить устройство и принцип работы предохранительных муфт.
2. Уяснить особенности работы, основные теоретические положения и расчетные зависимости для различных конструкций исследуемых муфт.

3. Испытываемую муфту надежно закрепить на валу 5 установки гайкой 6 с контргайкой (см. рис. 3.85).

4. Ослабить рабочую пружину, отвинтив шлицевую гайку и контргайку. Плавно завинчивая гайку, довести ее до касания с опорной плоскостью пружины. Штангенциркулем измерить начальную длину пружины l_0 .

5. Завинчивая шлицевую гайку и контргайку, задать последовательно для каждой из исследуемых муфт не менее трех различных значений длины l нажимной пружины с шагом 3...4 мм. Для каждой длины пружины определить ее осадку $\Delta = l_0 - l$, величину осевой силы пружины $F_{\text{пр}} = c \Delta$ и по зависимостям (3.13)–(3.15) рассчитать значения передаваемых муфтами предельных вращающих моментов $T_{\text{пр}}$.

6. Запустить двигатель нажатием кнопки 4 «Пуск».

7. Плавно нагружая муфту тормозным моментом, добиться полной остановки вала 5 нагрузочного устройства, зафиксировав предельный

момент муфты $T_{пр}$. Эксперимент для каждой муфты провести не менее трех раз при каждом значении усилия пружины для получения достоверных результатов. Полученные значения осреднить.

8. Рассчитать коэффициент остаточного момента.

9. По результатам работы заполнить табл. 3.10 и построить графики зависимости предельного момента $T_{пр}$ от нагрузки пружины $F_{пр}$ (рис. 3.86) для всех типов муфт, исследуемых в лабораторной работе. Сопоставить результаты эксперимента с расчетными значениями $T_{пр}$ при соответствующих усилиях $F_{пр}$ пружины.

Таблица 3.10

Результаты эксперимента

Режим эксперимента	Обозначение параметров	Размерность	Тип муфты		
			кулачковая	шариковая	Дисковая фрикционная
1	Δ	мм			
	$F_{пр}$	Н			
	$T_{пр}$	Н·мм			
	$T_{сраб}$	Н·мм			
	$K_{ом}$	–			
2	Δ	мм			
	$F_{пр}$	Н			
	$T_{пр}$	Н·мм			
	$T_{сраб}$	Н·мм			
	$K_{ом}$	–			
3	Δ	мм			
	$F_{пр}$	Н			
	$T_{пр}$	Н·мм			
	$T_{сраб}$	Н·мм			
	$K_{ом}$	–			

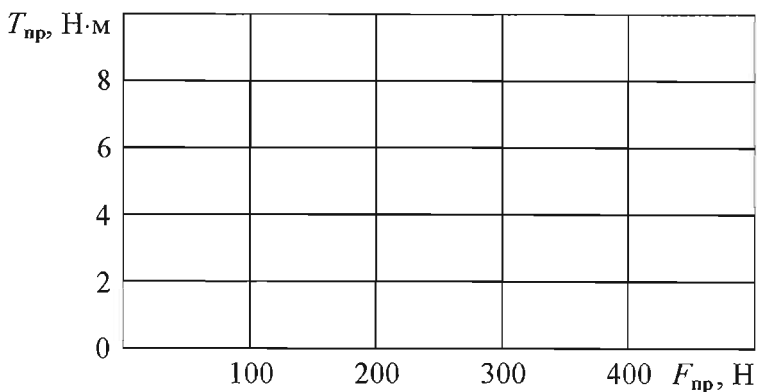


Рис. 3.86. Зависимость предельного момента муфты от усилия пружины:

- а) кулачковая муфта; б) шариковая муфта;
в) дисковая муфта

Анализ результатов и содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Расчетные схемы изучаемых муфт (см. рис. 3.82–3.84).
3. Результаты расчета и эксперимента (см. табл. 3.10 и рис. 3.86).
4. Выводы о влиянии конструкции муфты и усилия пружины на величину предельного вращающего момента.

Вопросы для самоконтроля

1. Для чего предназначены предохранительные муфты?
2. Поясните расчетом: зависит ли величина передаваемого фрикционной муфтой вращающего момента от размеров и количества трущихся пар?
3. С какой целью в предохранительных муфтах увеличивают площадь поверхности пар трения?
4. Перечислите достоинства и недостатки кулачковых и шариковых предохранительных муфт.
5. Как при известном осевом усилии пружины определить величину момента срабатывания муфт: кулачковой, шариковой и дисковой?

3.4. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ С УДАЛЕННЫМ ДОСТУПОМ

Современный этап развития Российской высшей школы характеризуется интенсивным взаимопроникновением методики образования западной школы в Российскую и наоборот. В России активно развиваются крупные университетские центры по образу ведущих центров США и Европы. Для современного этапа характерно создание ведущими вузами своих филиалов. Это экономит средства, вкладываемые в образование, но ведет к ухудшению качества образования, если не внести коррективы в методы образования.

Возможное ухудшение качества образования обусловлено следующими факторами:

- отсутствием в филиалах достаточного количества квалифицированных педагогических кадров;
- невозможностью быстрого создания необходимой материальной учебно-лабораторной базы в филиале;
- экономической нецелесообразностью развертывания в филиале полнокомплектных лабораторных комплексов и лекционных мультимедийных систем из-за малого числа студентов;
- отсутствие в филиалах традиций, опыта постановки и проведения научно-исследовательских и учебных экспериментов.

Разрешение сложившейся проблемы возможно на основе внедрения новых информационных технологий и современного подхода к созданию и функционированию учебного процесса. Направления такого подхода следующие:

1. Компьютеризация уже имеющегося учебного и научного лабораторного оборудования.

2. Разработка нового поколения учебной техники со следующими задачами: акцентирование внимания на физической стороне исследуемого процесса; сокращение рутинной части образовательного процесса за счет автоматизации систем управления, измерения и обработки результатов. Лабораторные стенды должны охватывать большой раздел лабораторных работ прикладного тематического направления и обладать системой телекоммуникации, обеспечивающей режимы удаленного и коллективного использования оборудования, интегрируя лабораторные стенды в систему дистанционного образования.

3. Методология образования должна поддерживать компьютерные формы обучения, контроля знаний, получения индивидуального задания, моделирования изучаемых процессов, проведения эксперимента,

анализа и обработки результатов эксперимента, в том числе, и в режиме удаленного доступа.

4. Создание системы удаленного доступа филиалов вузов и небольших вузов к ресурсам своих базовых вузов и через них к ведущим учебным и научным лабораторно-исследовательским центрам страны.

Три направления (компьютеризация лабораторного оборудования, методология образования на базе компьютерных форм и удаленный доступ) являются сутью функционирования лабораторных комплексов удаленного доступа в системе дистанционного образования.

За последние 5–10 лет в университетах мира произошло бурное развитие «виртуальных лабораторий», но далеко не все из них основаны на реальной лабораторной базе. Сегодня INTERNET-технологии дали возможность подменить реальный мир нереальным и специалисты в области этих технологий активно взялись их осваивать, иногда в ущерб реальным знаниям.

Наиболее ценным результатом работы будет слияние двух технологий – автоматизированного эксперимента и INTERNET-технологий. Особенно ценным является опыт специалистов одновременно владеющих технологиями автоматизированного эксперимента в области механики и INTERNET-технологиями. Ценность обусловлена традиционной несовместимостью мышления специалистов в области механики с мышлением специалиста в области электроники и информатики.

В удаленном доступе кафедры «Теоретическая механика и основы проектирования машин» Южно-Уральского государственного университета доступны следующие лабораторные работы (рис. 3.87):

1. Исследование влияния режимов работы привода на КПД червячного редуктора.

2. Исследование соединений с натягом.

Возможна эксплуатация системы удаленного доступа в режиме телеконференции.

На рис. 3.88 приведено изображение совместно отчета по лабораторной работе «Исследование влияния режимов работы привода на КПД червячного редуктора» и вид с телекамеры на экспериментальную установку.

На рис. 3.89 приведено изображение совместно отчета по лабораторной работе «Исследование соединений с натягом» и вид с телекамеры на экспериментальную установку.

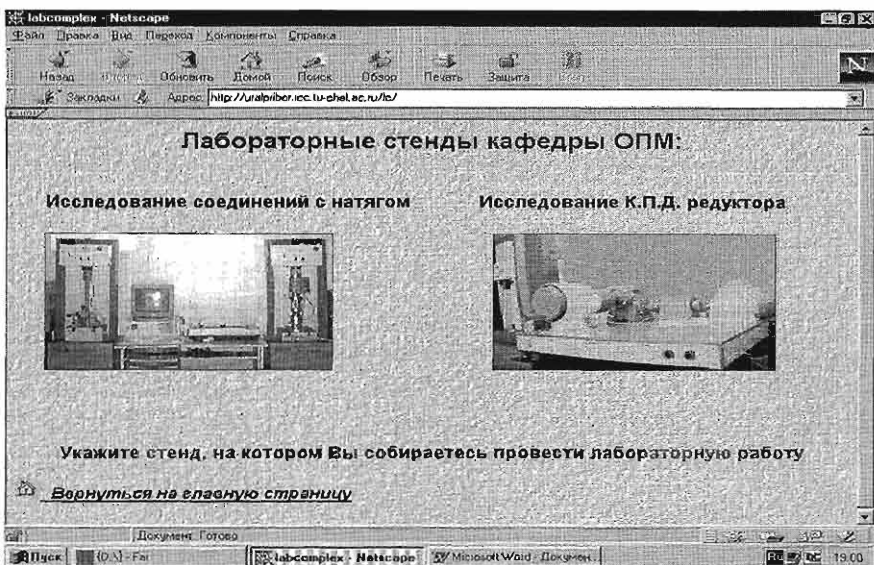


Рис. 3.87. Выбор темы лабораторной работы

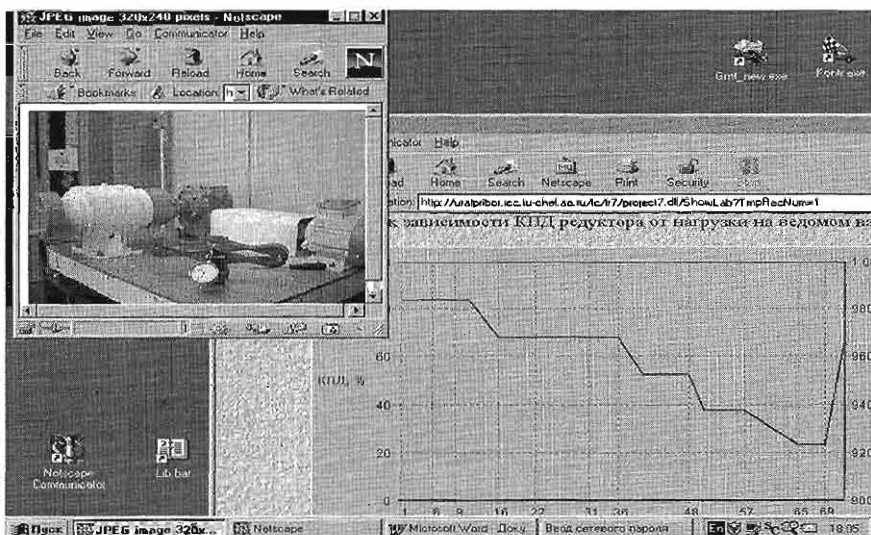


Рис. 3.88. Фрагменты экспериментальной установки и отчета по исследованию КПД червячного редуктора

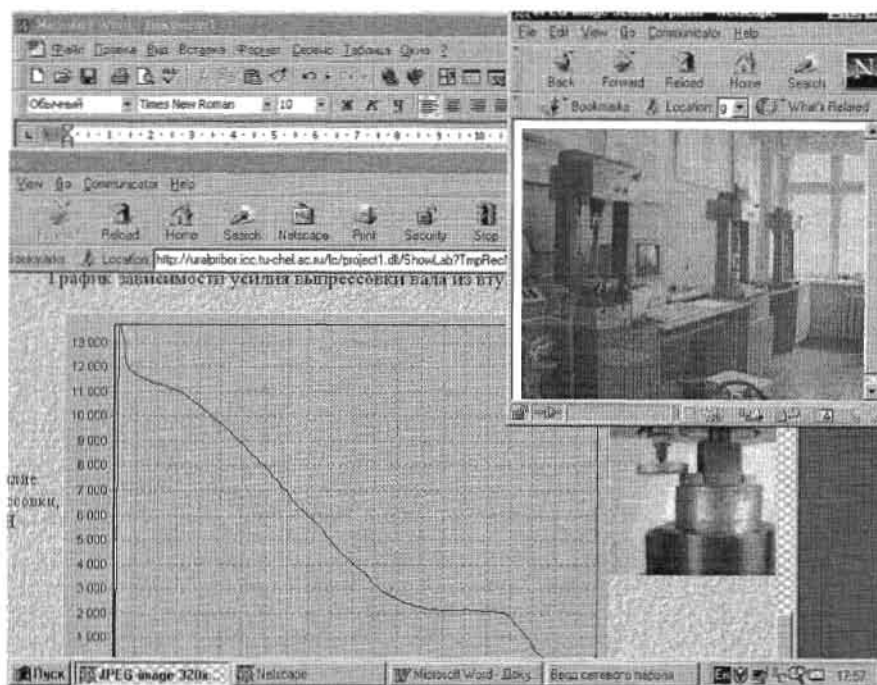


Рис. 3.89. Фрагменты экспериментальной установки и отчета по исследованию соединений с натягом

Работа 3.10. Исследование влияния режимов работы привода на КПД червячного редуктора

Цель работы

Экспериментально исследовать закономерность изменения коэффициента полезного действия (КПД) редуктора при разных режимах работы привода в режиме удаленного доступа.

В результате выполнения работы студент

- *должен знать:*
 - основные составляющие потерь мощности в редукторе, их зависимость от передаваемой нагрузки и частот вращения валов;
 - устройство лабораторной установки и методику проведения исследований;

- *должен уметь:*

– экспериментально определять и теоретически рассчитывать вращающие моменты на валах редуктора и по ним определять КПД на различных режимах нагружения;

– обоснованно выбирать режимы эксплуатации редуктора, обеспечивающие минимальные потери как в приводе, так и в редукторе.

Анализ потерь мощности в редукторе

Коэффициент полезного действия (КПД) редуктора есть отношение полезной мощности к затраченной:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{T_2 n_2}{T_1 n_1} = \frac{T_2}{T_1 i},$$

где P_1, P_2 – мощности на ведущем (затраченная) и на ведомом (полезная) валах редуктора, Вт;

T_1, T_2 – вращающие моменты на ведущем и ведомом валах редуктора, Н·м;

ω_1, ω_2 – угловые скорости вращения ведущего и ведомого валов редуктора, рад/с;

n_1, n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого валов редуктора, мин⁻¹;

i – передаточное отношение исследуемого редуктора.

В свою очередь мощность потерь в редукторе, Вт:

$$P_\psi = P_1 - P_2 = P_1(1 - \eta) = P_1 \psi,$$

где ψ – коэффициент относительных потерь в редукторе,

$$\psi = 1 - \eta = \psi_3 + \psi_n + \psi_{\text{пм}} + \psi_v;$$

ψ_3 – коэффициент относительных потерь в зацеплении;

ψ_n – коэффициент относительных потерь в подшипниках;

$\psi_{\text{пм}}$ – коэффициент относительных потерь на перемешивание масла;

ψ_v – коэффициент относительных потерь на привод вентилятора у редукторов с искусственным воздушным охлаждением.

Потери в зацеплении являются следствием чрезвычайно сложного для исследования процесса взаимодействия контактирующих поверхностей зубьев. В общем случае силы трения между зубьями зависят от

шероховатости их рабочих поверхностей, режима и вида смазки, соотношения скоростей качения и скольжения в контакте и величины передаваемой полезной нагрузки.

В червячной передаче потери в зацеплении составляют основную часть потерь мощности в связи с наличием значительного относительного скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса.

В режиме полужидкостной смазки силы трения увеличиваются при уменьшении вязкости масла и скорости в зацеплении. При высоких скоростях за счет повышения несущей способности масляного клина вступают в силу зависимости, характерные для гидродинамического режима смазки, что приводит к снижению потерь.

Потери на трение в зацеплении обычно принимают пропорциональными полезной нагрузке и относят к так называемым нагрузочным потерям.

Валы современных редукторов обычно устанавливают на подшипниках качения, для которых характерны малые потери на трение:

$$\psi_n = 0,005 \dots 0,010.$$

Потери на перемешивание масла растут с увеличением окружной скорости, вязкости масла, ширины зубчатых колес и глубины их погружения в масляную ванну.

Коэффициент относительных потерь на привод вентилятора ψ_v существенно зависит от частоты вращения валов.

Раздельное измерение составляющих потерь мощности связано с большими трудностями. Поэтому обычно опытным путем определяют суммарные потери мощности, которые характеризуют общий КПД редуктора.

Средние значения КПД червячных передач с жидкой смазкой при разных числах заходов червяка z_1 представлены в табл. 3.11.

Таблица 3.11

КПД червячных передач с жидкой смазкой

z_1	1	2	4
i	32...63	16...32	8...16
η	0,65...0,80	0,75...0,85	0,80...0,90

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

Лабораторная установка

Для исследования влияния режимов работы привода на КПД редукторов используется лабораторная установка ДМ-31 (рис. 3.90).

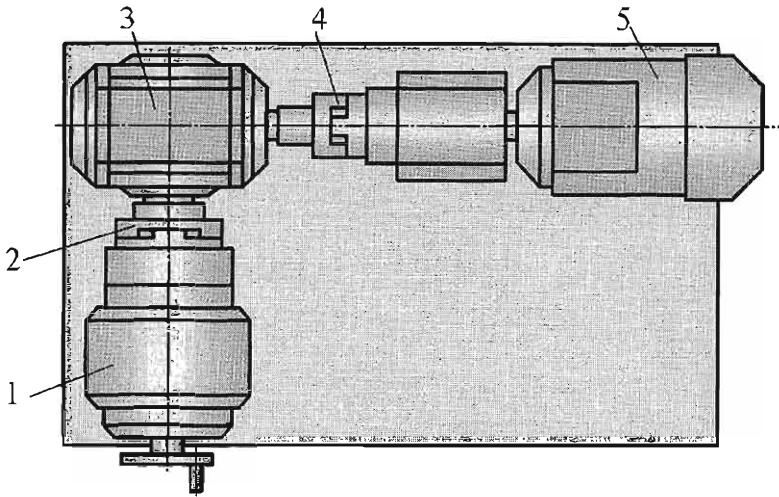


Рис. 3.90. Лабораторная установка ДМ-31

Установка содержит: электродвигатель 5, испытываемый червячный редуктор 3 и нагружающее устройство 1. Ведущий вал редуктора соединен с валом электродвигателя упругой муфтой 4, ведомый вал редуктора соединен с нагружающим устройством упругой муфтой 2. Нагружающее устройство представляет собой фрикционный многодисковый тормоз. Основными элементами тормоза являются подвижные и неподвижные фрикционные диски и пружина, сжимающая диски между собой. Усилие пружины регулируется вращением штурвала посредством винтовой пары. По углу закручивания торсионных валов муфт определяют вращающие моменты на ведущем и ведомом валах редуктора. Углы закручивания торсионных валов измеряют бесконтактными оптическими датчиками. Нагрузку на редуктор в процессе работы установки изменяют от нуля до наибольшей плавным вращением штурвала. Вращением штурвала изменяют осадку пружины и, соответственно, тормозной момент на ведомом валу редуктора.

Параметры двигателя:

– типоразмер АИР71В6;

- мощность $P = 0,55$ кВт;
- частота вращения вала $n = 955$ мин⁻¹.

Параметры исследуемого редуктора:

- типоразмер 1Ч-63А;
- номинальный вращающий момент на тихоходном валу $T_2 = 160$ Н·м;
- модуль зацепления $m = 2,5$ мм;
- коэффициент смещения инструмента $x = 0,2$;
- число зубьев червячного колеса $z_2 = 40$;
- число заходов червяка $z_1 = 2$;
- коэффициент диаметра червяка $q = 10$;
- передаточное отношение $i = 20$.

При работе установки синхронно замеряются моменты на ведущем T_1 и ведомом T_2 валах редуктора и вычисляется КПД редуктора η .

Эксперимент целесообразно проводить на прогретой установке, так как при холодном масле существенно возрастают потери на размешивание и разбрызгивание смазки, что искажает результаты эксперимента.

Назначение программы

Получение исходных данных на проведение лабораторной работы от удаленного пользователя, выполнение лабораторной работы, обработка результатов и формирование отчета.

Приведены сведения, необходимые для работы пользователя по выполнению лабораторной работы «Исследование влияния режимов работы привода на КПД червячного редуктора» в режиме удаленного доступа с сайта

www.cnit.susu.ac.ru.

Условия выполнения

Для функционирования программы необходимы:

- компьютер с конфигурацией достаточной для работы интернет-браузера;
- операционная система с установленным интернет-браузером типа *Internet Explorer*, *Netscape Navigator* ;
- подключение к сети через TCP/IP протокол.

Последовательность выполнения лабораторной работы в диалоговом режиме

Выполнение программы начинают со входа на домашнюю страницу сервера НПП «Учебная техника-Профи» по адресу

www.cnit.susu.ac.ru.

К выполнению лабораторных работ удаленного доступа переходят через ссылку:

Лабораторные комплексы → *Лабораторные комплексы удаленного доступа*

В результате указанных действий пользователю будет предложено выбрать вид лабораторной работы (см. рис. 3.87).

Выбираем лабораторную работу *«Исследование КПД редуктора»* (щелчок левой кнопки мыши на фотографии стенда).

На следующем этапе пользователю предлагается экран, содержащий следующую информацию:

- цель лабораторной работы;
- краткие теоретические сведения;
- описание лабораторной установки;
- контрольные вопросы;
- переход на выполнение лабораторной работы.

Если осуществлен переход на выполнение лабораторной работы, то пользователь видит экран с уже выполненными лабораторными работами (рис. 3.91). Для правильного представления динамических HTML-страниц браузер пользователя должен обновлять их содержимое при каждом просмотре. Пользователь может выполнить следующие действия:

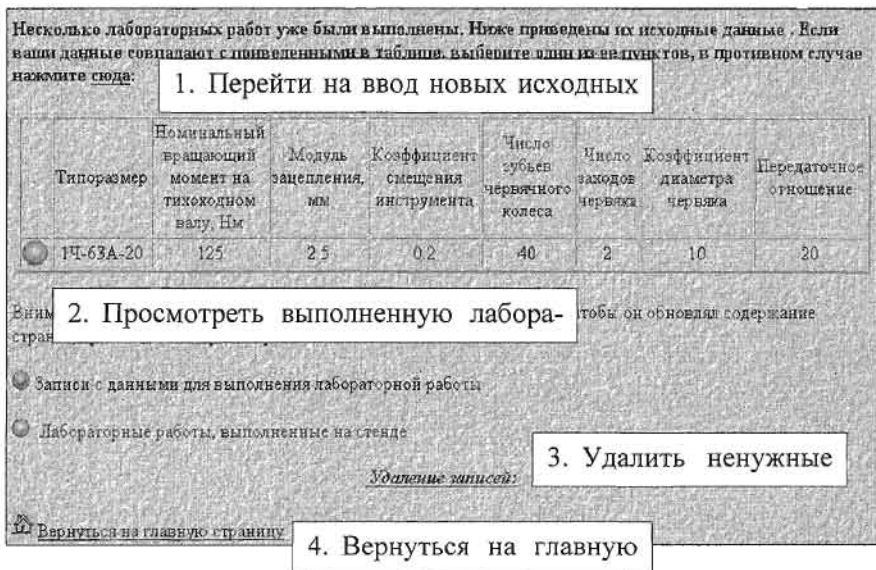


Рис. 3.91. Экран выбора действий оператора

Переход на ввод новых исходных данных.
Предлагаемый экран выглядит следующим образом (рис. 3.92):

Ввод исходных данных

Имя пользователя:

Пароль:

Типоразмер	Номинальный вращающий момент на тихоходном валу, Нм	Модуль зацепления, мм	Коэффициент смещения инструмента	Число зубьев червячного колеса	Число заходов червяка	Коэффициент диаметра червяка	Передачное отношение
1Ч-63А-40	125	2,5	0,2	40	2	10	20

Готово

Вернуться назад

Рис. 3.92. Ввод исходных данных

Пользователь вводит:

- имя,
 - пароль,
 - свои исходные данные,
- и нажимает кнопку **Готово**.

Появляется сообщение об успешном добавлении задания и предлагается перейти к просмотру всех заданий.

Повторяется экран списка лабораторных работ (рис. 3.93). В таблице появляется новая строка, помеченная красным кружком (если этого не произошло, надо обновить экран браузера).

В новой строке находятся исходные данные пользователя.

Для подключения результатов выполнения лабораторной работы необходимо поместить указатель мыши на красную кнопку и щелкнуть левой кнопкой.

Несколько лабораторных работ уже были выполнены. Ниже приведены их исходные данные. Если ваши данные совпадают с приведенными в таблице, выберите один из пунктов, в противном случае нажмите [сюда](#).

Типоразмер	Номинальный момент на тихоходном валу, Нм	Модуль зацепления, мм	Коэффициент смещения инструмента	Число зубьев червячного колеса	Число заходов червяка	Коэффициент диаметра червяка	Передаточное отношение
<input checked="" type="radio"/> Ч-63А-40	125	2,5	0,2	40	2	10	20
<input checked="" type="radio"/> Ч-63А-20	125	2,5	0,2	40	2	10	20

Внимание! **переход к подключению результатов выполнения**

Записи с данными для выполнения лабораторной работы

Лабораторные работы, выполненные на стенде

[Удаление записей](#)

Рис. 3.93. Экран списка лабораторных работ

Появляется экран добавления результатов проведения лабораторной работы (рис. 3.94). Лабораторная работа проводится на стенде, результаты вставляются в буфер обмена Windows и переносятся в окно добавления результатов с помощью комбинации клавиш **<Shift> + <Insert>**. Нажать кнопку **Готово** для перехода к следующему этапу.

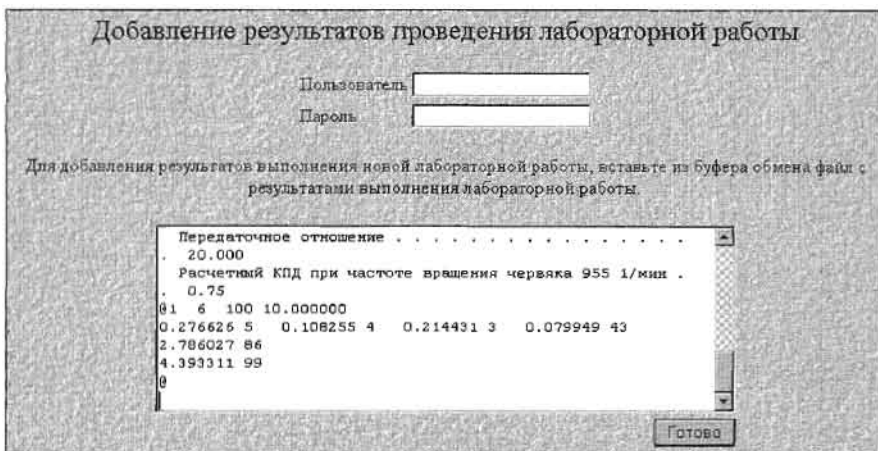


Рис. 3.94. Экран добавления результатов работы

Появляется сообщение об успешном добавлении результатов проведения лабораторной работы и предлагается перейти к просмотру всех заданий.

Повторяется экран списка лабораторных работ (рис. 3.95). В таблице строка с исходными данными пользователя теперь помечена зеленым кружком (если этого не произошло, надо обновить экран браузера).

Несколько лабораторных работ уже были выполнены. Ниже приведены их исходные данные. Если ваши данные совпадают с приведенными в таблице, выберите один из ее пунктов, в противном случае нажмите сюда:

Типоразмер	Номинальный вращающий момент на тихоходном валу, Нм	Модуль зацепления, мм	Коэффициент смещения инструмента	Число зубьев червячного колеса	Число зачодов червяка	Коэффициент диаметра червяка	Передачное отношение
1Ч-63А-40	125	2.5	0.2	40	2	10	20
		5	0.2	40	2	10	20

Здесь надо щелкнуть

Внимание! Для правильной работы необходимо настроить ваш браузер, чтобы он обновлял содержимое

Рис. 3.95. Повторный экран списка работ

Для просмотра результатов поместить указатель мыши на зеленую кнопку и щелкнуть левой кнопкой.

Появляется экран с отчетом о выполнении лабораторной работы, содержащий исходные данные, результаты расчета и график зависимости КПД редуктора от нагрузки на ведомом валу (рис. 3.96).

Из окна отчета есть возможность перехода к выполнению новой лабораторной работы или возврат на основную страницу.

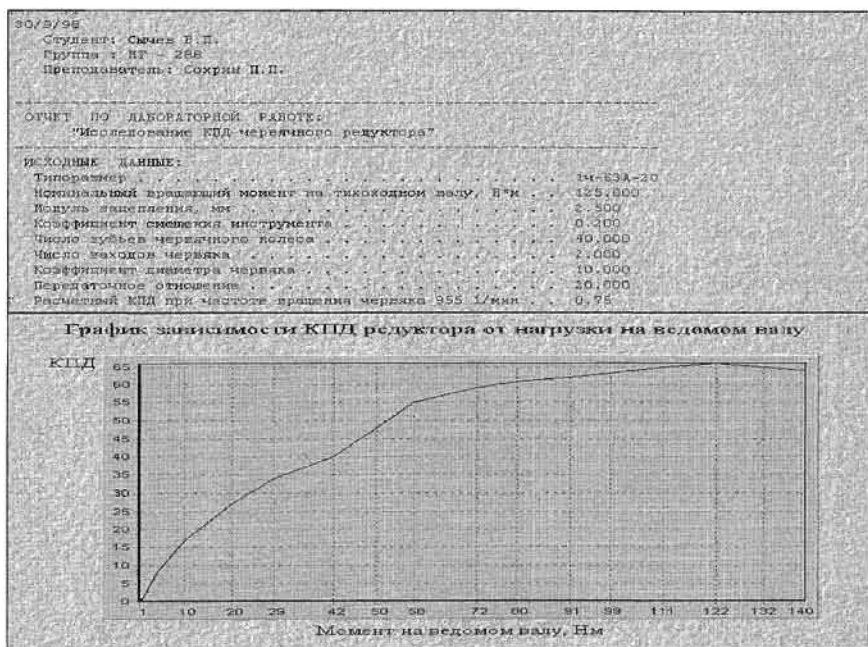


Рис. 3.96. Экран отчета по лабораторной работе

Из окна списка лабораторных работ существует возможность удалить лишние записи. Для этого надо выбрать ссылку «Удаление записей». В этом случае предлагается следующий экран (рис. 3.97):

Пользователь выбирает необходимый вариант удаления записей и нажимает кнопку

Готово.

Если был введен правильный пароль и имя пользователя, выдается сообщение об успешном удалении записи базы данных. На экране списка лабораторных работ происходят соответствующие изменения.

Удаление данных

Имя пользователя:

Пароль:

всех данных
 пустых записей
 записей с данными
 последней записи


 [Вернуться назад](#)

Рис. 3.97. Экран удаления записей

Сообщения

При работе программы возможны следующие сообщения:

⇒ *Неправильно введены имя пользователя и пароль.*

В этом случае необходимо проверить правильность имени пользователя, пароль, наличие всех исходных данных и повторить ввод;

⇒ *Данные добавлены успешно, а в списке лабораторных работ ничего не изменилось.*

Необходимо обновить экран браузера и настроить его на постоянное обновление страниц.

Вопросы для самоконтроля

1. Приведите, формулы, по которым можно определить КПД редуктора.
2. Назовите основные причины потери мощности в редукторе.
3. Как изменяется КПД редуктора с увеличением числа его ступеней?
4. Как будет изменяться КПД редуктора при уменьшении нагрузки T_2 ?
5. Чему равно значение КПД редуктора при нагрузке $T_2 = 0$? Почему?

Работа 3.11. Исследование соединений с натягом

Цель работы

1. Экспериментально определить нагрузки, которые необходимы для сборки и разборки соединений с гарантированным натягом.
2. Оценить теоретически и экспериментально несущую способность соединения по критерию прочности сцепления деталей при передаче вращающего момента.
3. Определить значения коэффициента трения при запрессовке, выпрессовке и относительном повороте деталей соединения.

В результате выполнения работы студент

- *должен знать*:
 - конструкцию, область применения и основные расчетные зависимости для соединений с гарантированным натягом;
 - влияние различных факторов (геометрические параметры, шероховатость поверхностей, вид нагружения и т.д.) на работоспособность соединения;
 - конструктивные и технологические особенности сборки и разборки соединений с натягом;
- *должен уметь*:
 - анализировать конструкции и теоретически определять параметры соединений с гарантированным натягом для конкретных условий работы;
 - выполнять экспериментальную оценку параметров соединения с натягом на специальных лабораторных установках;
 - принимать рациональные проектные решения с учетом результатов проведенных исследований и материалов научно-технической литературы.

Краткие теоретические сведения, устройство и работа лабораторной установки подробно изложены в автоматизированной лабораторной работе 3.1 «Исследование соединений с натягом».

Данное руководство содержит сведения, необходимые для работы пользователя по выполнению лабораторной работы «Исследование соединений с натягом» в режиме удаленного доступа с сайта

www.cnit.susu.ac.ru.

Назначение программы

Получение исходных данных на проведение лабораторной работы от удаленного пользователя, выполнение лабораторной работы, обработка результатов, формирование отчета.

Условия выполнения

Для функционирования программы необходимы:

- компьютер с конфигурацией, достаточной для работы интернет-браузера;
- операционная система с установленным интернет-браузером типа *Internet Explorer, Netscape Navigator*;
- подключение к сети через TCP/IP протокол.

Выполнение программы

Выполнение программы начинается с входа на домашнюю страницу сервера НПП «Учебная техника-Профи» по адресу:

uralpribor.icc.tu-chel.ac.ru .

К выполнению лабораторных работ удаленного доступа переходят через ссылку:

Лабораторные комплексы → ***Лабораторные комплексы удаленного доступа***

В результате указанных действий пользователю будет предложено выбрать вид лабораторной работы (см. рис. 3.87).

Выбираем лабораторную работу «*Исследование соединений с нитягом*» (щелчок левой кнопки мыши на фотографии стенда).

Следующим этапом пользователю предлагается экран, содержащий информацию:

- цель лабораторной работы;
- краткие теоретические сведения;
- описание лабораторной установки;
- контрольные вопросы;
- переход на выполнение лабораторной работы.

Если осуществлен переход на выполнение лабораторной работы, то пользователь видит экран с уже выполненными лабораторными работами. Для правильного представления динамических HTML-страниц браузер пользователя должен обновлять их содержимое при

каждом просмотре. Пользователь может выполнить следующие действия (рис. 3.98):

Несколько лабораторных работ уже были выполнены. Ниже приведены их исходные данные. Если ваши данные совпадают с приведенными в таблице, выберите один из пунктов, в противном случае нажмите сюда:

1. Заполнение данных для новой

Диаметр посадки		Диаметр отверстия	Наружный диаметр	Длина посадки	гладкостность		Модуль упругости		Коэффициент Пуассона	
вала, мм	втулки, мм	вала, мм	втулки, мм	соединения, мм	вала, мм	втулки, мм	вала	втулки	вала	втулки
30,044				30	1	1	215000	215000	0,3	0,3
30,054				30	1	1	215000	215000	0,3	0,3
30,03	30,01	10	58	30	1	1	215000	215000	0,3	0,3
30,044	3		58	30	1	1	215000	215000	0,3	0,3

Внимание: Для правильной работы необходимо настроить ваш браузер, чтобы он обновлял содержание страниц при каждом их просмотре.

- Запись с данными для выполнения лабораторной работы
- Лабораторные работы, выполненные на стенде

Вернуться на главную страницу

Удаление данных с лабораторными

Удаление записей

Рис. 3.98. Указания пользователю

Переход на ввод новых исходных данных.

Предлагаемый экран выглядит следующим образом (рис. 3.99):

Пользователь вводит:

- имя,
- пароль,
- свои исходные данные,

и нажимает кнопку **Готово**.

Появляется сообщение об успешном добавлении задания и предлагается перейти к просмотру всех заданий.

Повторяется экран списка лабораторных работ. В таблице появляется новая строка, помеченная красным кружком (если этого не произошло, надо обновить экран браузера).

В новой строке находятся исходные данные пользователя.

Для подключения результатов выполнения лабораторной работы необходимо поместить указатель мыши на красную кнопку и щелкнуть мышью.

Ввод исходных данных

Имя пользователя:

Пароль:

Диаметр посадки		Диаметр отверстия вала, мм		Внутренний диаметр ступки, мм		Длина посадки соединения, мм		Шероховатость посадочной поверхности, мкм		Модуль упругости материала, МПа		Коэффициент Пуассона материала	
вала, мм	ступки, мм					вала	ступки	вала	ступки	вала	ступки	вала	ступки
30,041	30,01	10	58	30		1	1	215000	215000	0,3	0,3		

Рис. 3.99. Ввод исходных данных

Появляется экран добавления результатов проведения лабораторной работы (рис. 3.100). Лабораторная работа проводится на стенде, результаты вставляются в буфер обмена Windows и переносятся в окно добавления результатов по нажатию комбинации клавиш **<Shift>+<Insert>**.

Добавление результатов проведения лабораторной работы

Пользователь:

Пароль:

Для добавления результатов выполнения новой лабораторной работы, вставьте из буфера обмена файл с результатами выполнения лабораторной работы.

ОТЧЕТ ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ: "Исследование соединений"

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Диаметр посадки, мм:

вала	30,040
ступки	30,010

Диаметр отверстия вала, мм 0

Внутренний диаметр ступки, мм 58

Длина посадки соединения, мм 30

Рис. 3.100. Экран добавления результатов работы

Нажмите кнопку **Готово** для перехода к следующему этапу работы. Появляется сообщение об успешном добавлении результатов проведения лабораторной работы и предлагается перейти к просмотру всех заданий.

Повторяется экран списка лабораторных работ. В таблице строка с

исходными данными пользователя теперь помечена зеленым кружком (если этого не произошло, необходимо обновить экран браузера).

Для просмотра результатов рекомендуется поместить указатель мыши на зеленую кнопку и щелкнуть левой клавишей.

Появляется экран с отчетом о выполнении лабораторной работы, содержащий исходные данные, результаты расчета и графики трех этапов выполнения лабораторной работы по запрессовке, провороту и выпрессовке вала из втулки (рис. 3.101).

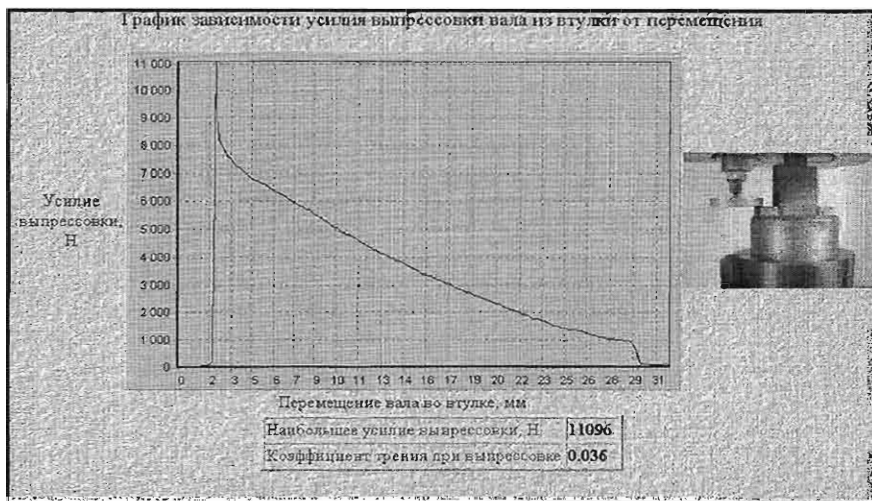


Рис. 3.101. Экран отчета по лабораторной работе

Из окна отчета есть возможность перехода к новому выполнению лабораторной работы или возврат на основную страницу.

Сообщения

При работе программы возможны следующие сообщения:

⇒ *Неправильно введены имя пользователя и пароль.*

В этом случае необходимо проверить правильность имени пользователя, пароль, наличие всех исходных данных и повторить ввод.

⇒ *Данные добавлены успешно, а в списке лабораторных работ ничего не изменилось.*

Необходимо обновить экран браузера и настроить его на постоянное обновление страниц.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Александров, Л.И. Детали машин: Лабораторные работы / Л.И. Александров, Н.П. Артеменко, Л.М. Фельдман — Харьков: Изд-во ХГУ, 1966. — 184 с.

2. Лабораторные работы по курсу «Детали машин»/ Д.Н. Решетов, В.Л. Гадолин, Н.А. Дроздов и др. — М.: Изд-во «Высшая школа», 1964. — 193 с.

3. Лабораторные работы (практикум) по курсам «Детали машин и подъемно-транспортные машины», «Детали машин и основы конструирования»: в 2-х ч./ А.Т. Скойбеда и др.; под ред. Н.Н. Макейчика. — Минск: БПИ, 1992. — Ч. 1: Детали машин. — 114 с. — Ч. 2: Детали машин и ПТМ. — 104 с.

4. Лабораторные работы по курсу «Детали маши и основы конструирования»: Е.П. Устиновский, Ю.А. Шевцов, Е.В. Вайчулис и др.; под ред. Е.П. Устиновского. — Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2004. — 417 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

ОБРАЗЦЫ ОТЧЕТОВ ПО ЛАБОРАТОРНЫМ РАБОТАМ

Отчет по лабораторной работе 1.1

Изучение конструкции и определение основных параметров
цилиндрического двухступенчатого редуктора

1. Цель работы:

2. Конструкция редуктора: расшифровать обозначение редуктора, описать назначение, конструкцию, систему смазки, особенности и последовательность регулировки подшипниковых узлов.

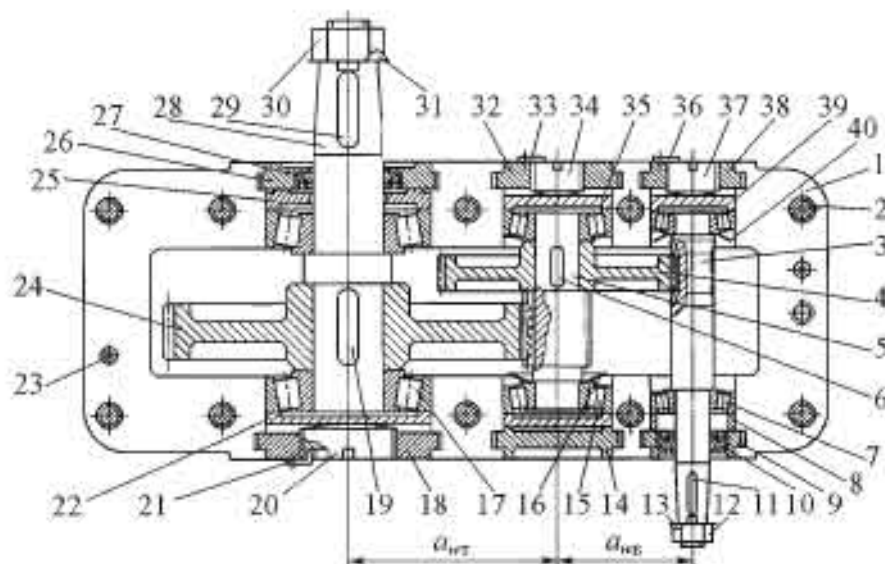


Рис. 1. Конструкция двухступенчатого цилиндрического редуктора

3. Габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора:

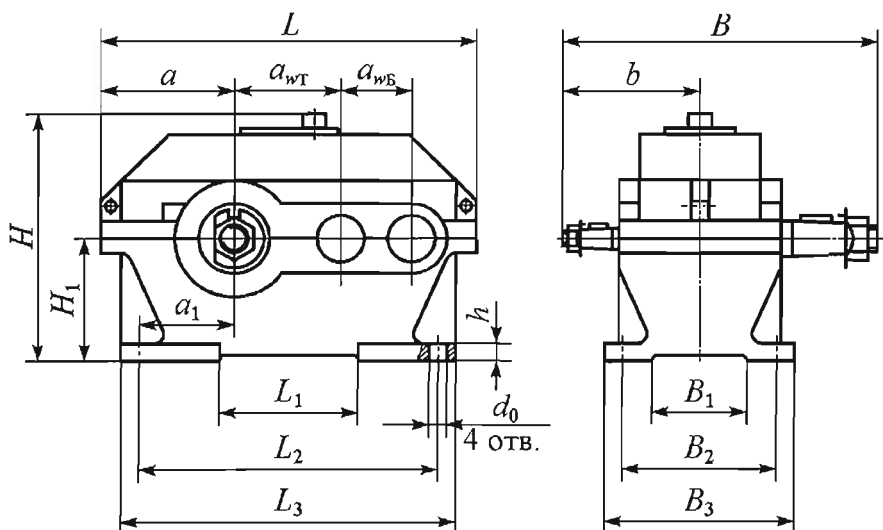


Рис. 2. Габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора

Таблица 1

Размеры редуктора, мм

Габаритные			Установочные и присоединительные													
L	B	H	$a_{вБ}$	$a_{вТ}$	a	a_1	L_1	L_2	L_3	B_1	B_2	B_3	b	H_1	h	d_0

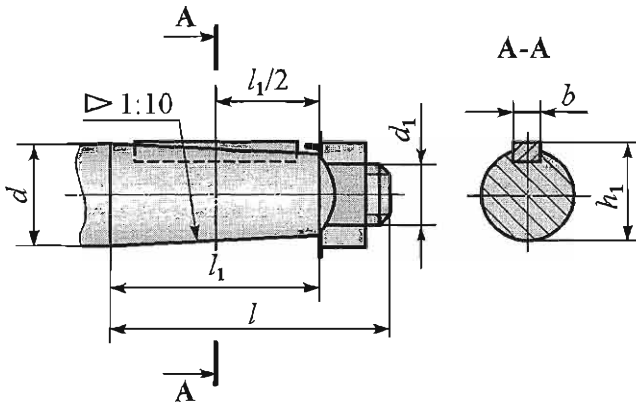


Рис. 3. Размеры концов валов редуктора

Таблица 2

Размеры концов валов редуктора, мм

Вал	d	d_1	l	l_1	b	h_1
Быстроходный						
Тихоходный						

4. Параметры передач редуктора:

Привести формулы по расчету основных параметров передач.

Таблица 3

Параметры зубчатых передач редуктора

Параметры	Обозначение	Быстроходная ступень		Тихоходная ступень	
		шестерня	колесо	шестерня	колесо
Межосевое расстояние, мм	a_w				
Число зубьев	z				
Передаточное число	u				
Передаточное отношение редуктора	i				
Высота зуба, мм	h				
Модуль нормальный, мм	m_n				
Угол наклона зубьев, градус	β				
Делительный диаметр, мм	d				
Диаметр вершин зубьев, мм	d_a				
Диаметр впадин зубьев, мм	d_f				
Ширина зубчатого колеса, мм	b				
Радиальный зазор в зацеплении, мм	c				
Коэффициент ширины	Ψ_{ba}				
	Ψ_{bd}				
	Ψ_{bm}				

Работу выполнили: _____ Преподаватель: _____

Изучение конструкции и определение основных параметров коническо-цилиндрического редуктора

1. Цель работы:

2. Конструкция редуктора: расшифровать обозначение редуктора, описать назначение, конструкцию, систему смазки, особенности и последовательность регулировки подшипниковых узлов и конического зацепления.

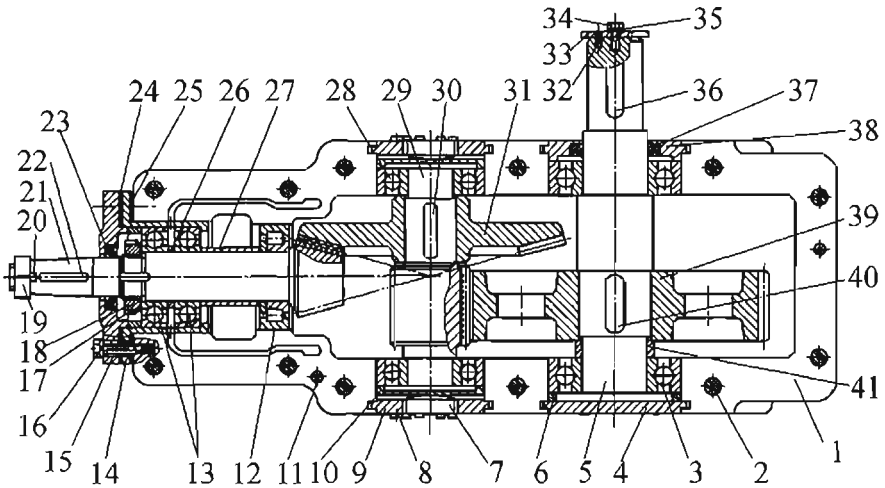


Рис. 1. Конструкция коническо-цилиндрического редуктора

3. Габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора:

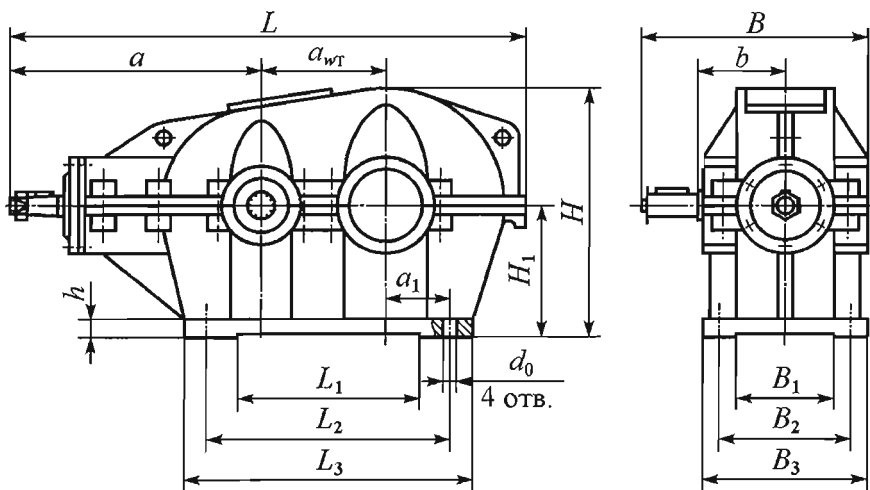


Рис. 2. Габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора

Таблица 1

Размеры редуктора, мм

Габаритные			Установочные и присоединительные												
L	B	H	$a_{\text{врт}}$	a	L_1	L_2	L_3	a_1	B_1	B_2	B_3	b	H_1	h	d_0

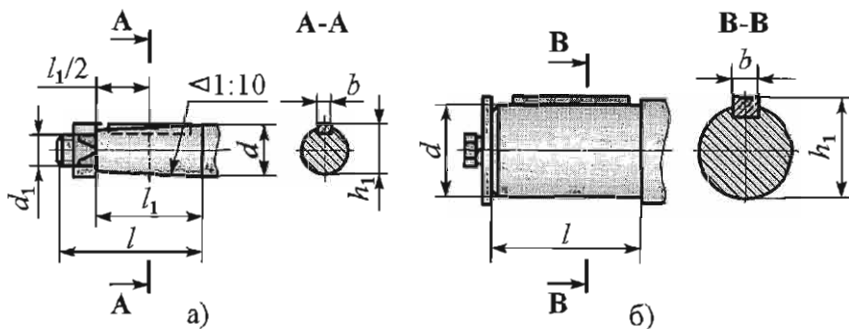


Рис. 3. Размеры концов валов редуктора

Таблица 2

Размеры концов валов, мм

Вал	d	d_1	l	l_1	b	h_1
Быстроходный						
Тихоходный		—		—		

4. Параметры передач редуктора:

Привести формулы по расчету основных параметров передач.

Таблица 3

Параметры зубчатых передач редуктора

Параметры	Обозначение	Коническая передача		Цилиндрическая передача	
		шестерня	колесо	шестерня	колесо
Межосевое расстояние, мм	$a_{вт}$	–			
Число зубьев	z				
Передаточное число ступени	u				
Передаточное отношение редуктора	i				
Высота зуба, мм	h	–			
Модуль, нормальный, мм	m_n	4,75			
Угол наклона зубьев, град	β	35°			
Делительный диаметр, мм	d	–	–		
Диаметр вершин зубьев, мм	d_a	–	–		
Диаметр впадин зубьев, мм	d_f	–	–		
Ширина зубчатого венца, мм	b				
Радиальный зазор в зацеплении, мм	c	–			
Коэффициент ширины цилиндрической передачи	Ψ_{ba}	–			
	Ψ_{bd}	–			
	Ψ_{bm}	–			

Работу выполнили: _____ Преподаватель: _____

Отчет по лабораторной работе 1.3

Изучение конструкции и определение основных параметров червячного редуктора

1. Цель работы:

2. Конструкция редуктора: расшифровать обозначение редуктора, описать назначение, конструкцию, систему смазки, особенности и последовательность регулировки подшипниковых узлов и червячного зацепления.

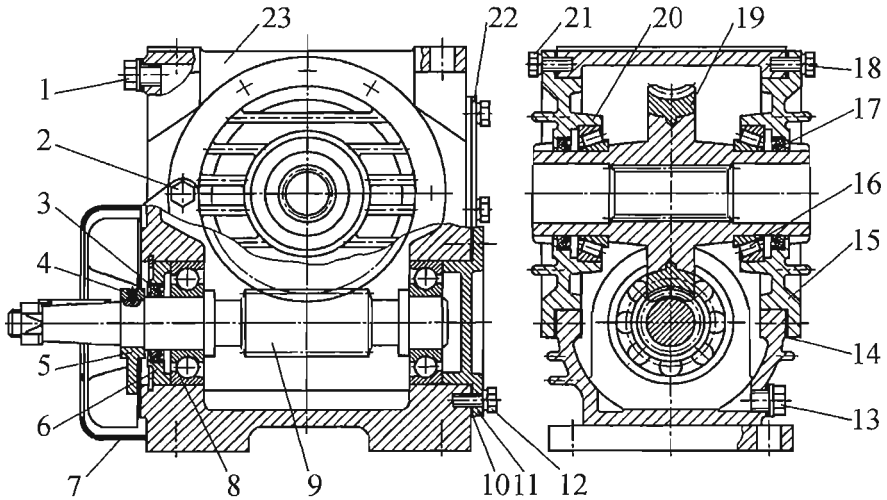


Рис. 1. Конструкция червячного редуктора

3. Габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора:

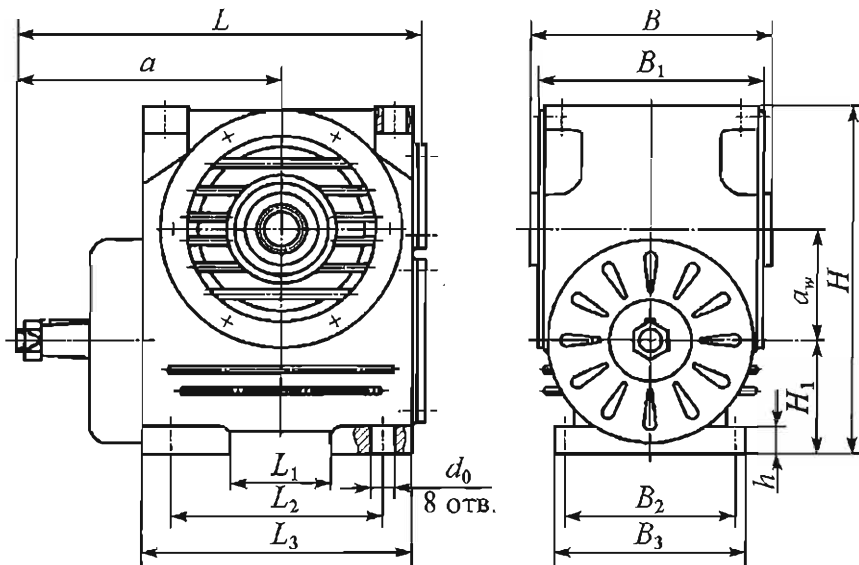


Рис. 2. Габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора

Таблица 1

Размеры редуктора, мм

Габаритные			Установочные и присоединительные										
L	B	H	a_w	L_1	L_2	L_3	a	B_1	B_2	B_3	H_1	h	d_0

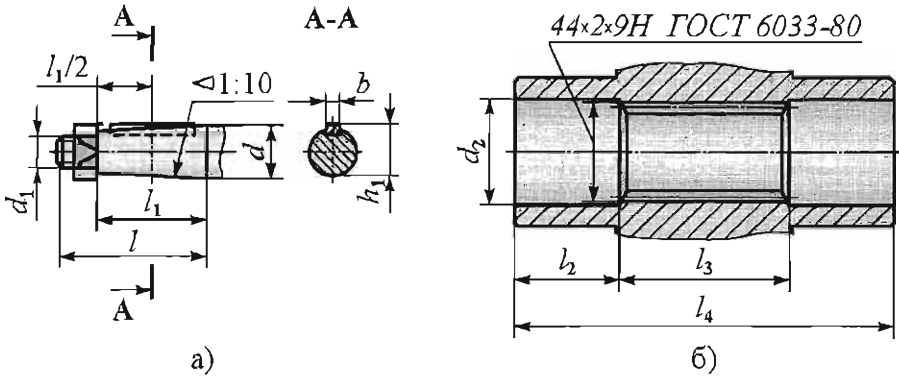


Рис. 3. Размеры концов валов редуктора:
 а) быстроходный вал; б) тихоходный вал

Таблица 2

Размеры концов валов редуктора, мм

Быстроходный вал						Тихоходный вал						
d	d_1	l	l_1	b	h_1	d_2	эвольвентные шлицы			l_2	l_3	l_4
							D	m	z			

4. Параметры редуктора:

Привести формулы по расчету основных параметров передачи.

Таблица 3

Параметры червячного редуктора

Параметры		Обозначение	Величина
Число заходов червяка		z_1	
Число зубьев колеса		z_2	
Осевой шаг червяка, мм		p	
Модуль, мм		m	
Коэффициент диаметра червяка		q	
Межосевое расстояние, мм	делительное	a	
	фактическое	a_w	
Коэффициент смещения червяка		x	
Передаточное отношение редуктора		i	

Работу выполнили: _____ Преподаватель: _____

Отчет по лабораторной работе 1.4

Регулировка зацепления червячной передачи по пятну контакта

1. Цель работы:

2. Краткие сведения о точности изготовления червячных передач:

- нормы кинематической точности;
- нормы плавности работы;
- нормы контакта зубьев зубчатых колес в передаче.

3. Методы регулировки червячного зацепления по пятну контакта: дать краткое описание методов, приведенных на рис. 1...3.

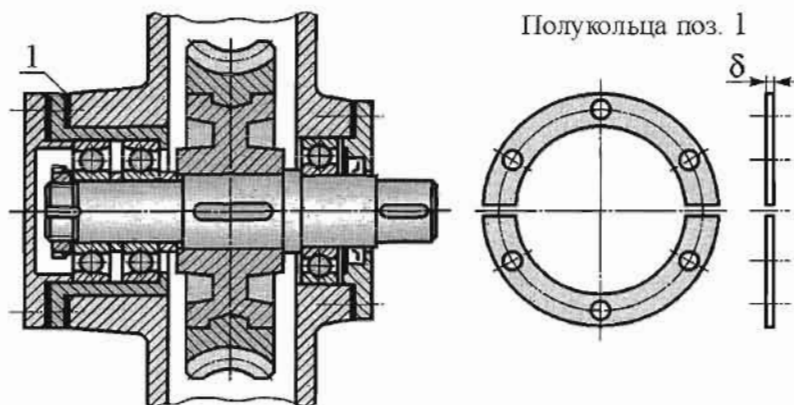


Рис. 1. Осевое перемещение вала с червячным колесом компенсаторными полукольцами

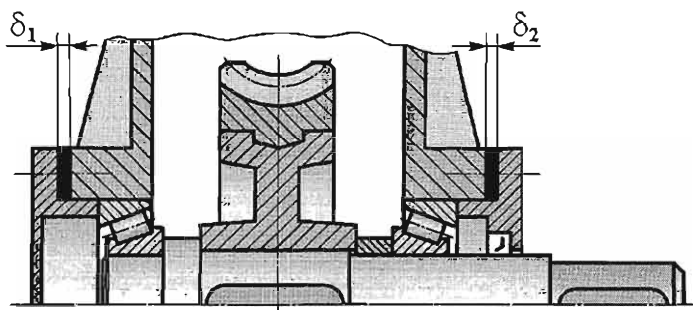


Рис. 2. Осевое перемещение вала с червячным колесом набором тонких металлических прокладок

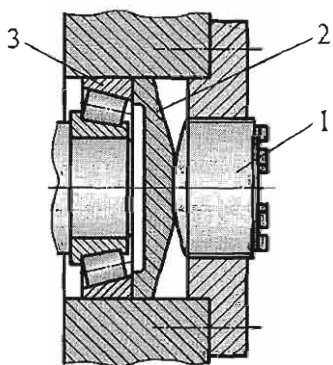


Рис. 3. Осевое перемещение вала с червячным колесом винтами, установленными с обеих сторон вала

4. Регулировка червячного зацепления: табл. результатов регулировки и эскиз пятна контакта на зубе червячного колеса после регулировки.

Таблица

Результаты регулировки червячной передачи по пятну контакта

Длина зуба b , мм	Высота зуба h_p , мм	Величина разрыва c , мм	Длина пятна контакта a , мм	Высота пятна контакта, h_m , мм	Относительные размеры суммарного пятна контакта, %	
					по длине зуба	по высоте зуба

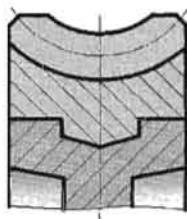


Рис. 4. Эскиз пятна контакта на зубьях червячного колеса

5. Выводы: сравнение полученных данных с нормативными.

Работу выполнили: _____ Преподаватель: _____

Отчет по лабораторной работе 1.5

Изучение конструкции и определение основных параметров планетарного редуктора

1. Цель работы:

2. Схемы планетарных передач и их сравнительная оценка:

Таблица 1

Номер схемы	Кинематическая схема	Сравнительная оценка схем передач
1		
2		
3		
4		
5		

3. *Конструкция редуктора*: описать назначение, конструкцию, систему смазки изучаемого планетарного редуктора.

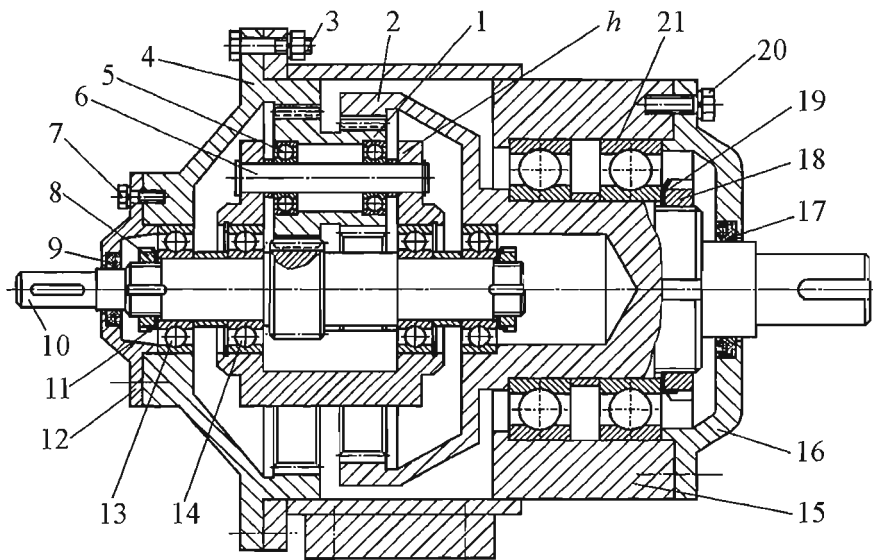


Рис. 1. Конструкция планетарного редуктора

4. Габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора:

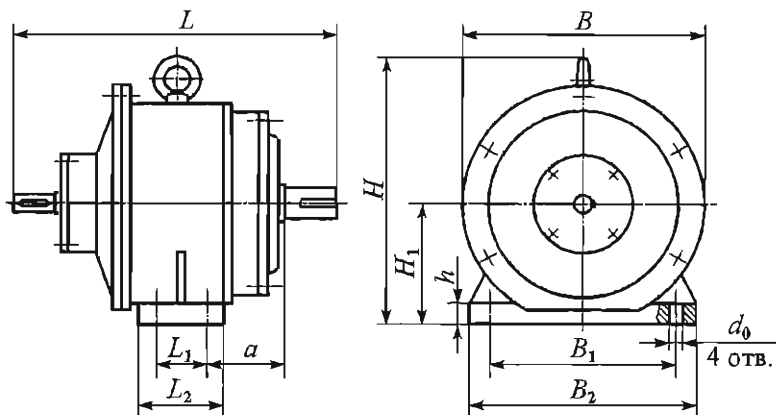


Рис. 2. Габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора

Таблица 2

Размеры редуктора, мм

Габаритные			Установочные и присоединительные							
L	B	H	L_1	L_2	a	B_1	B_2	H_1	h	d_0

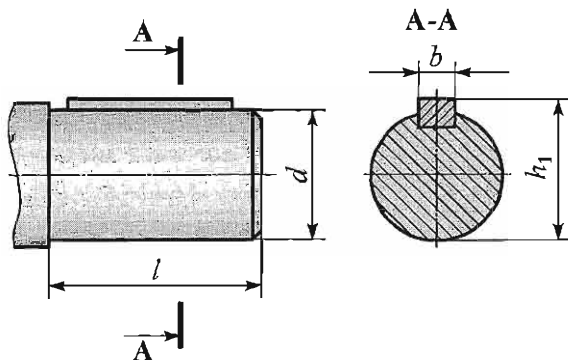


Рис. 3. Размеры концов валов редуктора

Таблица 3

Размеры концов валов редуктора, мм

Вал	d	l	b	h_1
Быстроходный				
Тихоходный				

5. Параметры передач редуктора:

Таблица 4

Параметры зубчатых зацеплений редуктора

Параметры	Обозначение	Величина
Модуль зацепления, мм	m	
Числа зубьев зубчатых колес	z_1	
	z_2	
	z_3	
	z_4	
	z_5	
Делительные диаметры зубчатых колес, мм	d_1	
	d_2	
	d_3	
	d_4	
	d_5	
Делительное межосевое расстояние, мм	a	
Передаточное отношение редуктора	i	

Работу выполнили: _____ Преподаватель: _____

Отчет по лабораторной работе 1.6

Изучение конструкции и определение основных параметров волнового редуктора

1. Цель работы:

2. Назначение и принцип работы волновой передачи (рис.1), достоинства и недостатки, типы генераторов волн и их сравнительная оценка:

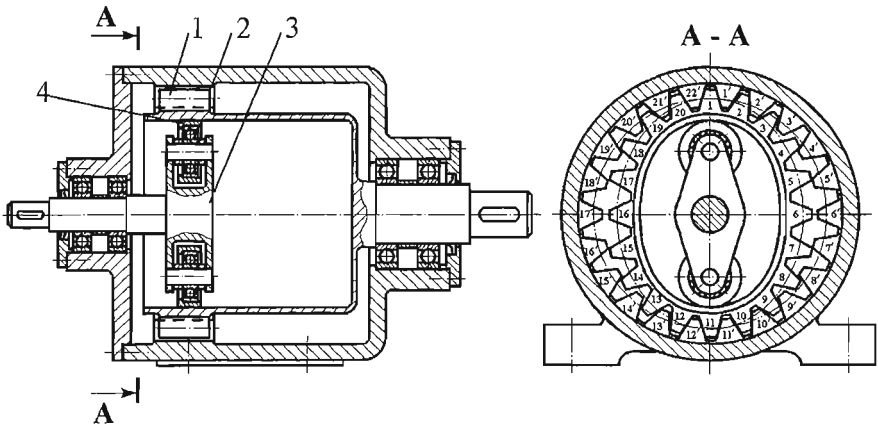


Рис. 1. Волновая зубчатая передача с роликовым генератором волн

3. Конструкция мотор-редуктора: расшифровать обозначение редуктора, описать назначение, конструкцию, систему смазки.

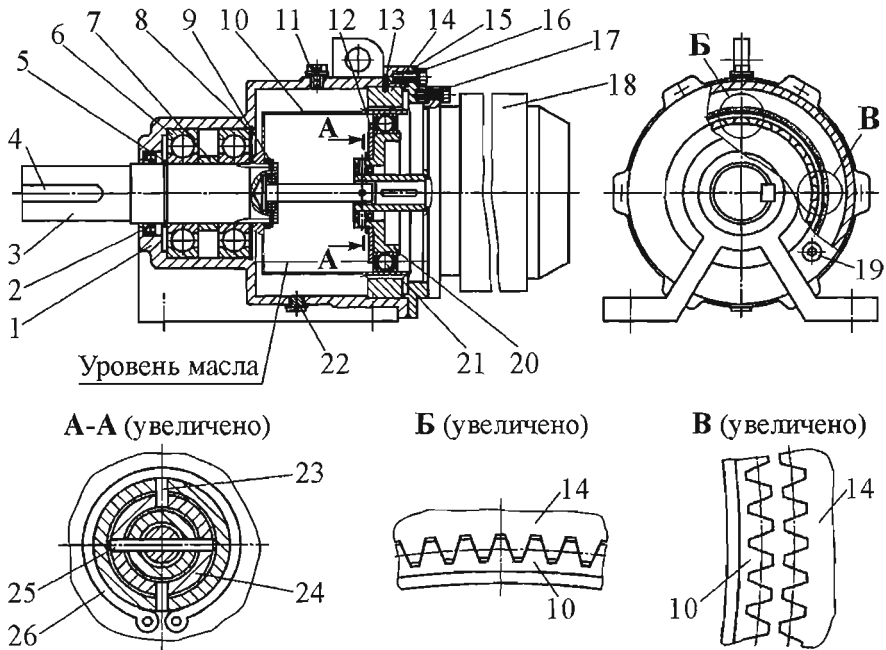


Рис. 2. Конструкция волнового мотор-редуктора

4 Габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора:

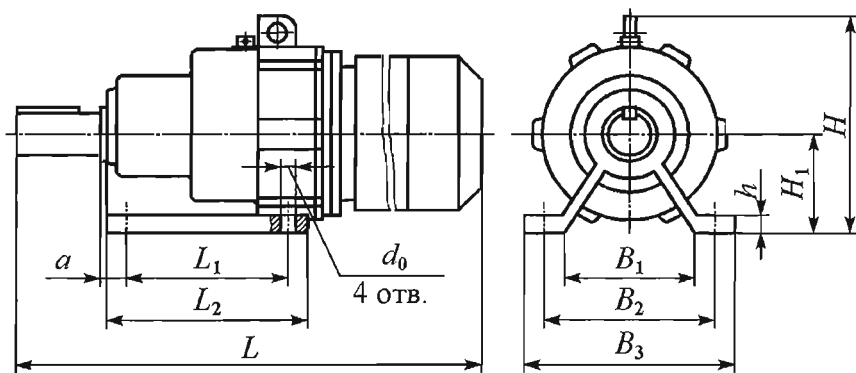


Рис.3. Габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора

Таблица 1

Размеры редуктора, мм

Габаритные		Установочные и присоединительные								
L	H	L_1	L_2	a	B_1	B_2	B_3	H_1	h	d_0

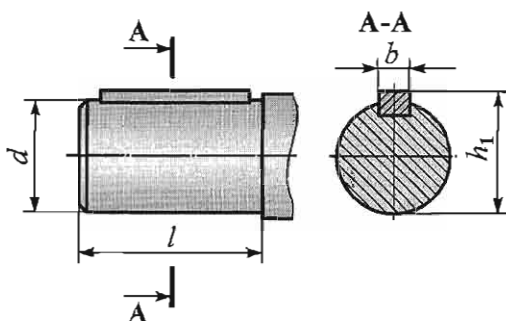


Рис. 4. Размеры конца тихоходного вала мотор-редуктора

Таблица 2

Размеры конца вала мотор-редуктора, мм

d	l	b	h_1

5. Параметры волновой передачи:

Таблица 3

Параметры волновой передачи

Типоразмер редуктора	Внутренний диаметр гибкого колеса, мм	Число зубьев зубчатых колес		Передаточное отношение	Модуль, мм	Делительные диаметры зубчатых колес, мм		КПД
	D	z_1	z_2	i	m	d_1	d_2	η
2МВз-160-15	160							

Работу выполнили: _____ Преподаватель: _____

Отчет по лабораторной работе 1.7

Изучение конструкций подшипников качения

Цель работы:

2. Эскизы натуральных подшипников (по указанию преподавателя): на эскизе указать геометрические размеры D , d , B , показать направление воспринимаемых сил, описать назначение и расшифровать обозначение каждого подшипника.

3. Составить условное обозначение подшивника по данным табл. 1.25 учебного пособия (вариант указывает преподаватель):

4. Расшифровать условные обозначения подшивников по данным табл. 1.26 учебного пособия (вариант указывает преподаватель):

Работу выполнили: _____ Преподаватель: _____

Отчет по лабораторной работе 1.8

Регулировка радиально-упорных подшипников качения

1. Цель работы:

2. Конструктивные схемы установки подшипников качения: дать описание схем I, II и III (рис. 1), привести их сравнительную оценку и способы регулировки радиально-упорных подшипников качения.

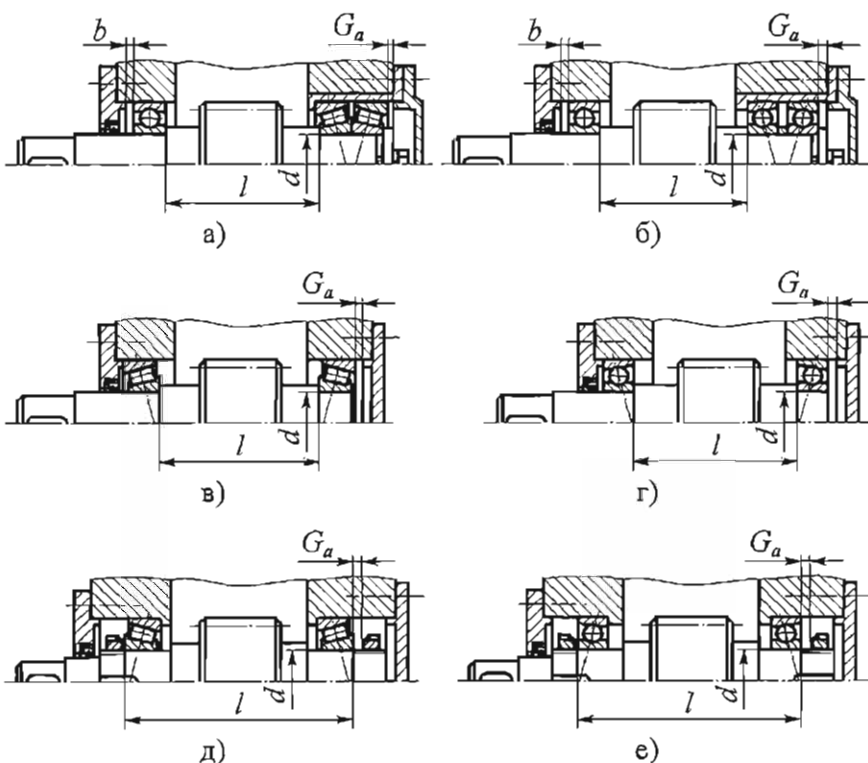


Рис. 1. Конструктивные схемы установки подшипников качения в опорах валов:

а), б) схема I; в), г) схема II; д), е) схема III

3. Способы регулировки подшипников качения: привести описание способов регулировки комплектом прокладок (рис. 2) и резьбовыми деталями (рис. 3).

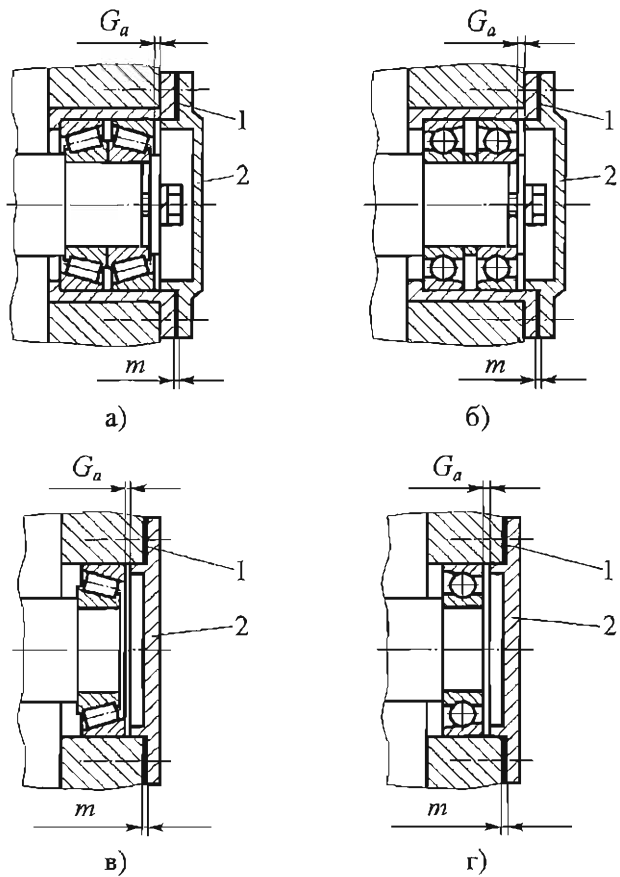


Рис. 2. Конструкции подшипниковых узлов, регулируемых комплектом прокладок

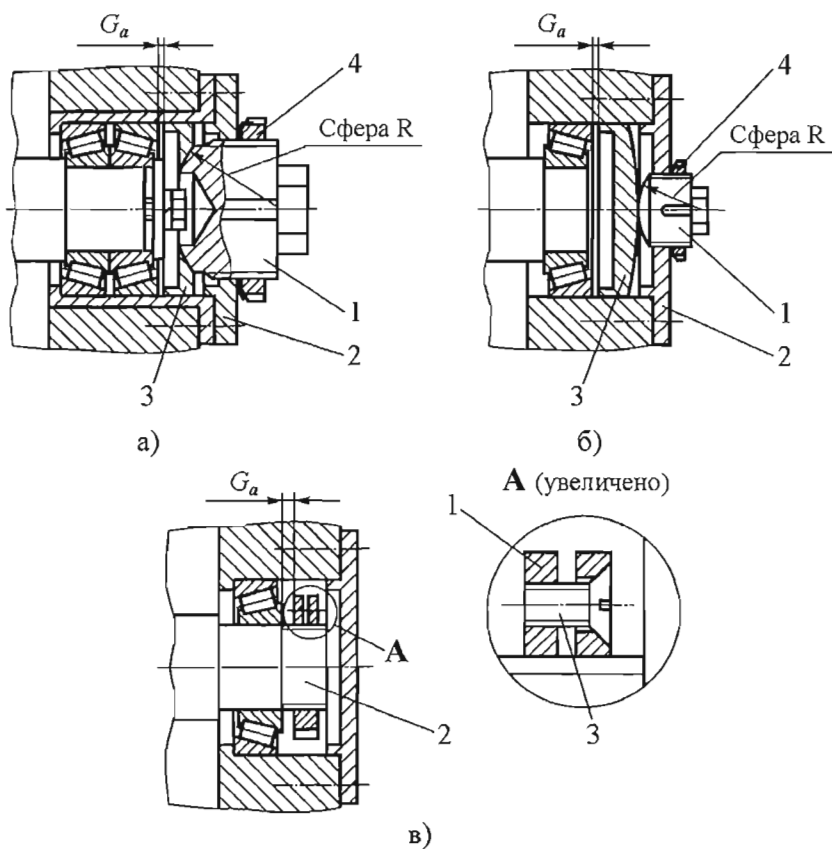


Рис. 3. Конструкции подшипниковых узлов, регулируемых резьбовыми деталями

4. Результаты регулировки подшипниковых узлов:

Таблица

Регулировка радиально-упорных подшипников №

Схема установки подшипников в опорах	Допускаемая осевая игра подшипников, мм		Результаты регулировки подшипников					
			регулировка комплектом прокладок			регулировка резьбовыми деталями		
	$G_{a \min}$	$G_{a \max}$	S , мм	t , мм	номер замера	G_a	номер замера	G_a
Схема I с фиксацией вала в одной опоре					1		1	
					2		2	
					3		3	
					среднее		среднее	
Схема II «враспор»					1		1	
					2		2	
					3		3	
					среднее		среднее	
Схема III «врастяжку»					1		1	
					2		2	
					3		3	
					среднее		среднее	

5. Выводы:

Работу выполнили: _____ Преподаватель: _____

Отчет по лабораторной работе 1.9

Изучение конструкции и определение характеристик витых пружин сжатия и растяжения

1. Цель работы:

*2. Назначение и конструктивные особенности пружин сжатия и
растяжения:*

3. Испытания пружин:

Таблица

Результаты испытания пружин сжатия и растяжения

Пружина	Параметры пружины					Деформация			Нагрузка			Жест- кость пружины c^* , н/мм	Жест- кость витка пружины c_1 , н/мм			
	D_0 , мм	d , мм	D , мм	t , мм	z_0	z	λ_1 , мм	λ_2 , мм	λ_3 , мм	F_1 , Н	F_2 , Н		F_3 , Н	эксп.	расч.	эксп.
	Сжатия															
Растяжения																

4. Эскизы пружин сжатия и растяжения (рис. 1): по результатам эксперимента на эскизах представить геометрические характеристики пружин, графики нагружения и деформации.

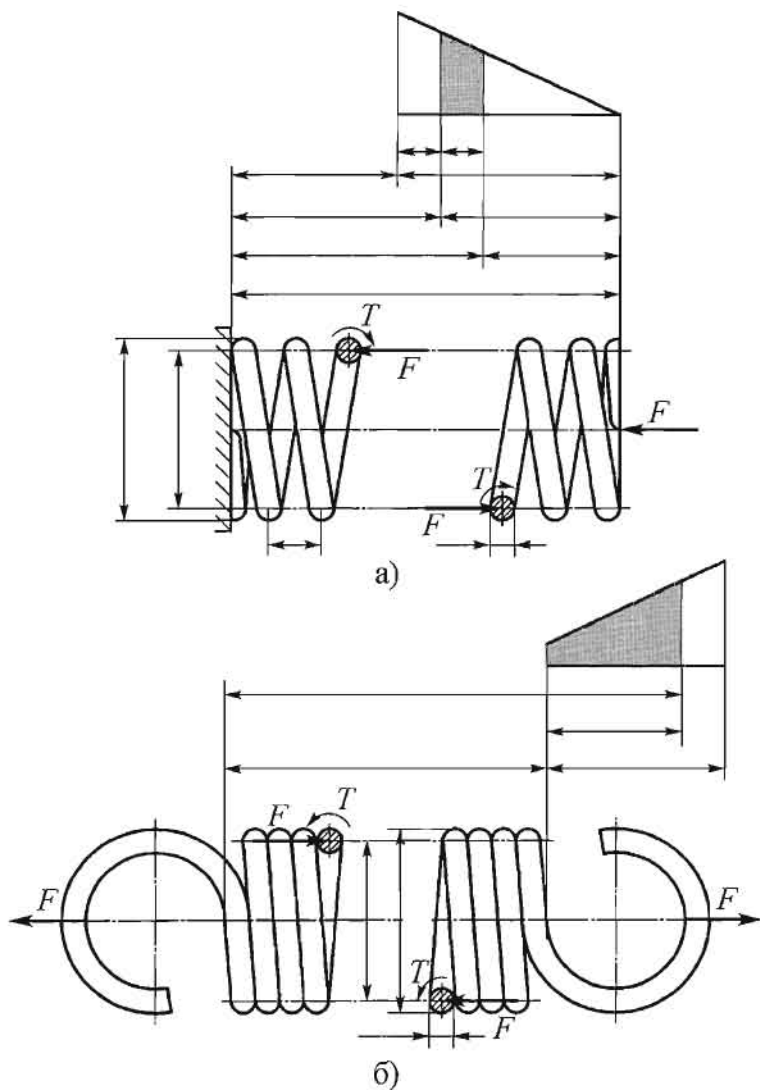


Рис. 1. Расчетные схемы пружин:
 а) пружина сжатия; б) пружина растяжения

5. Зависимость жесткости витка пружины от диаметра проволоки d и среднего диаметра пружины D_0 (рис. 2):

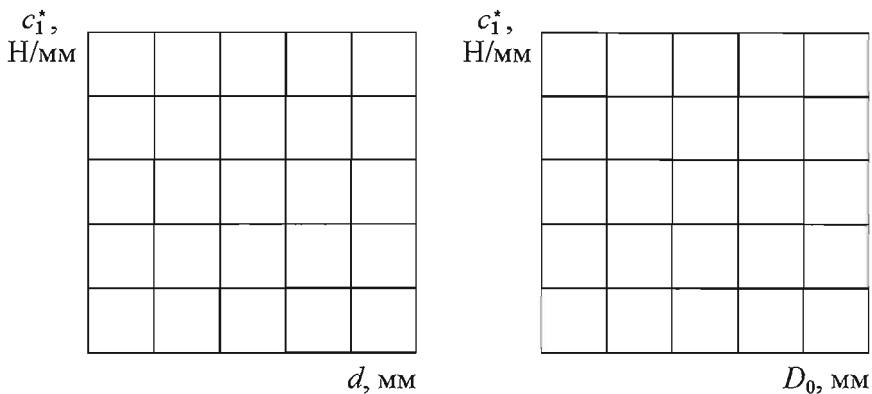


Рис. 2. Зависимость жесткости витка пружины от конструктивных параметров:

а) от диаметра проволоки d ; б) от среднего диаметра пружины D_0

6. Выводы о влиянии конструктивных параметров пружины на жесткость витка и пружины:

Работу выполнили: _____ Преподаватель: _____

Отчет по лабораторной работе 1.10

**Изучение конструкций и определение параметров
винтовых механизмов**

1. Цель работы:

*2. Кинематическая и расчетная схемы винтового механизма с
эпюрами вращающих моментов и осевого усилия на винте:*

3. Параметры винтового механизма:

Таблица

Геометрические и силовые параметры винтового механизма

Геометрические параметры								Силовые параметры					
d	d_3	d_2	P	P_h	ψ	H	z	l_p	F_a	F_p	T	$T_{оп}$	η
мм					градус	мм	—	мм	Н		Н·м		—

4. Эскизы винта и гайки:

5. Оценить достоинства и недостатки винтовых механизмов:

Работу выполнили: _____ Преподаватель: _____

Отчет по лабораторной работе 1.11

Исследование трения в резьбовом соединении

1. Цель работы:

2. Схема лабораторной установки (рис. 1): дать описание установки, привести назначение каждого из обозначенных узлов.

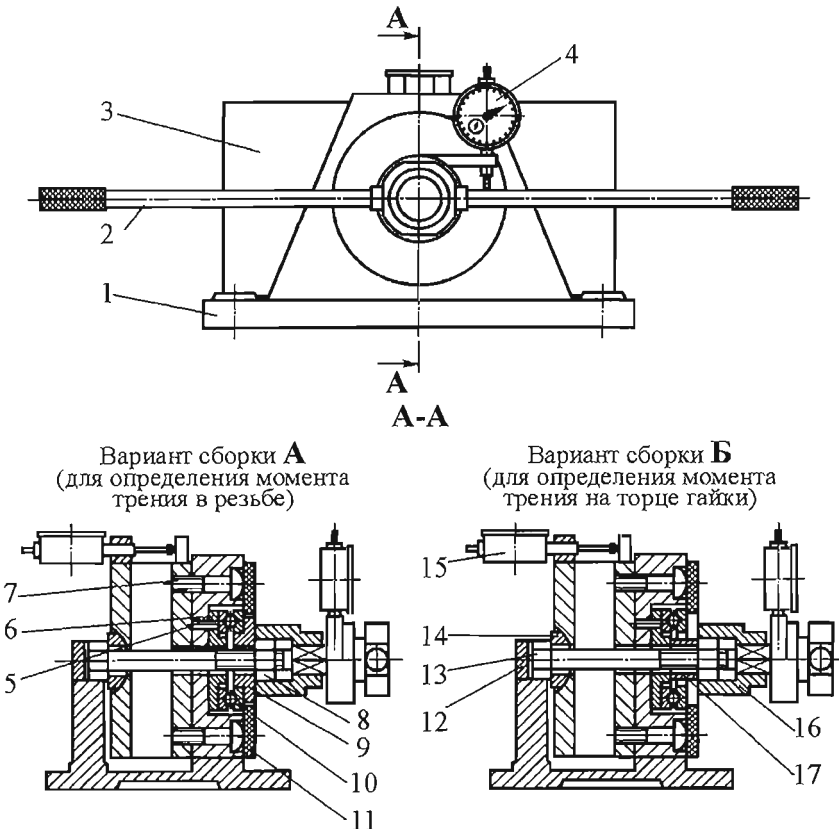


Рис. 1. Лабораторная установка ДМ-27М

3. Параметры резьбы винтового соединения (табл. 1) и формулы для их расчета:

Таблица 1

Размеры деталей и расчетные параметры

Параметры болта													Гайка		Втулка	
Болт	Обозначение резьбы	d , мм	P , мм	d_2 , мм	d_3 , мм	z_p	P_h , мм	α_1 , градус	ψ , градус	$[F_a]$, Н	S , мм	d_{cp} , мм	d_0 , мм			
													с бургом	с лысками		
1																
2																
3																
4																

4. Эксперимент (табл. 2...3):

Таблица 2

Результаты опытов и расчетов для соединения
при варианте сборки **А** и $F_{\text{зат}} = \text{Н}$

Болт №	Показания индикаторов, мм				$T_{\text{зав}} = T_p,$ Н·мм		$\Phi_1,$ градус		КПД	
	Δ	динамометрического ключа			эксперимент	расчет	эксперимент	расчет	эксперимент	расчет
		номер испытания, i	Δ_i	$\Delta_{\text{ср}}$						
1		1								
		2								
		3								
2		1								
		2								
		3								
3		1								
		2								
		3								
4		1								
		2								
		3								

Таблица 3

Результаты опытов и расчетов для соединения
при варианте сборки Б и $F_{зат} = \quad$ Н

Болт №	Показания индикаторов, мм				$T_{зав} = T_p$, Н·мм		φ_1 , градус		КПД	
	Δ	пружины	динамометрического ключа		эксперимент	расчет	эксперимент	расчет	эксперимент	расчет
			номер испытания, i	Δ_i						
1			1							
			2							
			3							
2			1							
			2							
			3							
3			1							
			2							
			3							
4			1							
			2							
			3							

5. Выводы: оценить влияние геометрических параметров резьбы, усилия затяжки $F_{зат}$ и варианта сборки установки на величину моментов в резьбе T_p , на винте $T_{зав}$ и КПД винтового механизма. Сопоставить моменты на винте $T_{зав}$ и КПД винтовых механизмов при наличии и отсутствии трения на торце гайки.

Работу выполнили: _____ Преподаватель: _____

Отчет по лабораторной работе 1.12

Изучение конструкций и особенностей работы колодочных тормозов

1. Цель работы:

2. Назначение, классификация, конструкции изучаемых тормозов (рис. 1):

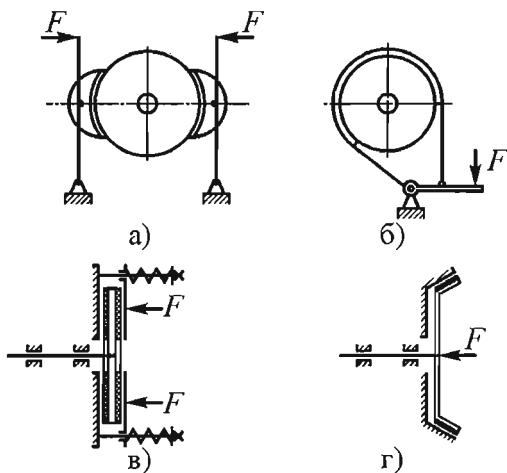


Рис. 1. Основные типы тормозов:
а) колодочный; б) ленточный; в) дисковый; г) конусный

3. Расчет двухколлодного тормоза (рис. 2): привести формулы для расчета замыкающего усилия пружины, ее осадки, рабочей длины и давления на колодку.

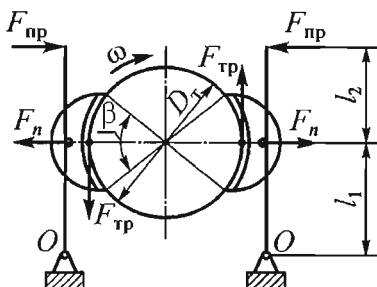


Рис. 2. Расчетная схема двухколлодного тормоза

4. Анализ влияния геометрических размеров тормоза и фрикционных свойств тормозной накладки на величину создаваемого тормозного момента:

Работу выполнили: _____ Преподаватель: _____

Отчет по лабораторной работе 2.1

Исследование влияния режимов работы привода на КПД редуктора

1. Цель работы:

2. Лабораторная установка: дать наименование и описание установки, привести назначение основных ее узлов, указать тип исследуемого редуктора, его передаточное отношение i и метод определения КПД редуктора.

3. Тарировка установки.

Таблица 1

Тарировка измерительных устройств

Номер замера	Электродвигатель (груз $m_1 = 0,1$ кг)			Тормоз (груз $m_2 = 1$ кг)		
	плечо l_1 , мм	момент $T_1 = m_1 g l_1$, Н·мм	показания индикатора, мм	плечо l_2 , мм	момент $T_2 = m_2 g l_2$, Н·мм	показания индикатора, мм
1	30	30		40	400	
2	60	60		80	800	
3	90	90		120	1200	
4	120	120		160	1600	
5	150	150		200	2000	
6	180	180		240	2400	
7	210	210		—	—	

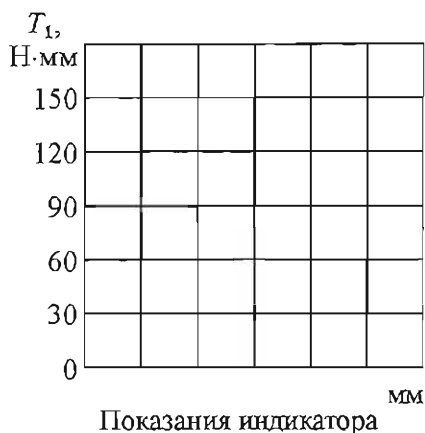


Рис. 2. Тарировочные графики

4. Эксперимент при изменении нагрузки T_2

$$n_1 = \text{_____} \text{ мин}^{-1} (\text{const})$$

Таблица 2

Результаты исследования редуктора при $n_1 = \text{const}$

Номер замера	Нагрузка T_1		Нагрузка T_2		Расчет $\eta = \frac{T_2}{T_1 i}$
	показания индикатора, мм	величина нагрузки, Н·мм	показания индикатора, мм	величина нагрузки, Н·мм	
1					
2					
3					
4					
5					
6					

5. Эксперимент при изменении частоты вращения вала n_1

$$T_2 = \text{_____} \text{ Н·м} (\text{const})$$

Таблица 3

Результаты исследования редуктора при $T_2 = \text{const}$

Номер замера	n_1 , мин ⁻¹	Нагрузка T_1		Нагрузка T_2		Расчет $\eta = \frac{T_2}{T_1 i}$
		показания индикатора, мм	величина нагрузки, Н·мм	показания индикатора, мм	величина нагрузки, Н·мм	
1						
2						
3						
4						
5						
6						

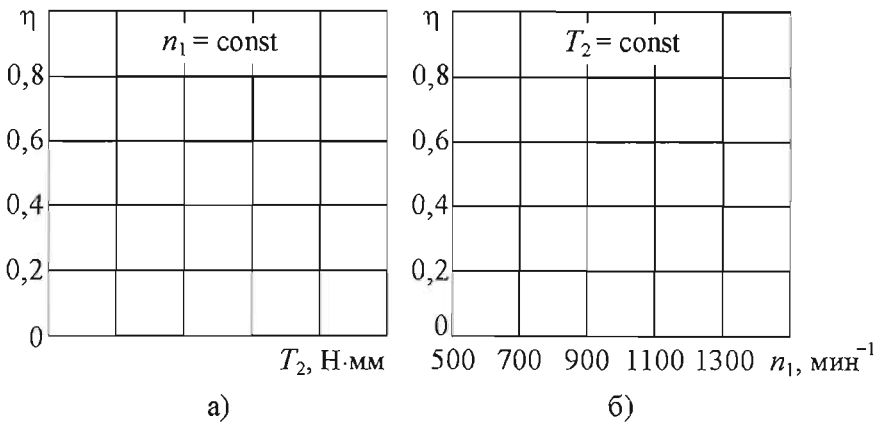


Рис. 4. График зависимости КПД редуктора от режимов работы:
 а) $\eta = f(T_2)$ при $n_1 = \text{const}$; б) $\eta = f(n_1)$ при $T_2 = \text{const}$

6. Выводы о влиянии нагрузки и частоты вращения валов на КПД редуктора:

Работу выполнили: _____ Преподаватель: _____

Исследование тяговой способности ременных передач

1. Цель работы:

2. *Схема ременной передачи:* описать схему передачи, достоинства и недостатки, явление упругого скольжения.

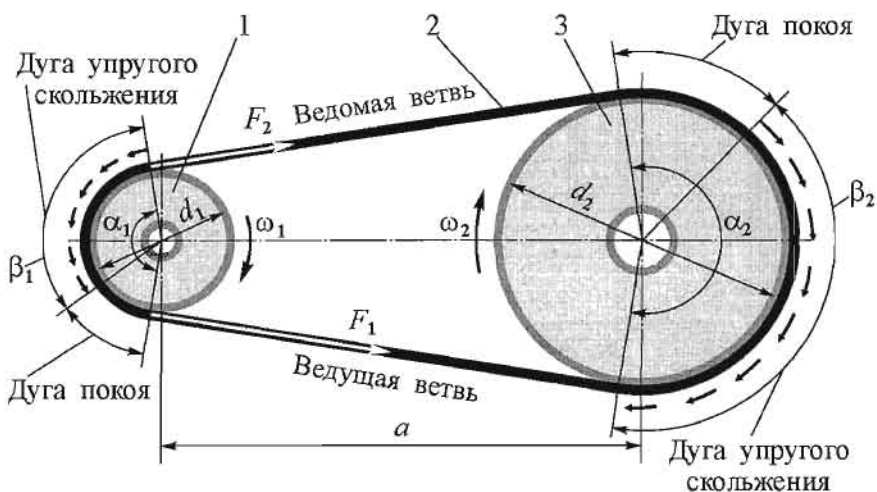


Рис. 1. Схема ременной передачи и упругое скольжение ремня

3. *Лабораторная установка:* дать описание установки, привести назначение основных ее узлов, указать тип исследуемого ремня, метод определения КПД и упругого скольжения ремня.

4. Тарировка установки: по результатам тарировки заполнить таблицу и построить тарировочные графики.

Таблица 1

Тарировка измерительных устройств

Номер замера	Электродвигатель (груз $m_1 = 0,1$ кг)			Тормоз (груз $m_2 = 0,2$ кг)		
	плечо l_1 , мм	момент $T_1 = m_1 \cdot g \cdot l_1$, Н·мм	показания индикатора, мм	плечо l_2 , мм	момент $T_2 = m_2 \cdot g \cdot l_2$, Н·мм	показания индикатора, мм
1	30	30		30	60	
2	60	60		60	120	
3	90	90		90	180	
4	120	120		120	240	
5	150	150		150	300	
6	180	180		180	360	



Рис. 2. Тарировочные графики

5. Эксперимент:

Таблица 2

Результаты испытания ременной передачи

$d_1 =$ мм, $d_2 =$ мм, $a =$ мм								
Начальное натяжение ремня, Н	Ведущий вал		Ведомый вал		$n_1,$ мин ⁻¹	$n_2,$ мин ⁻¹	ε	η
	показания индикатора, мм	момент $T_1,$ Н·мм	показания индикатора, мм	момент $T_2,$ Н·мм				
$F_0 =$ при $G = 0,9$ Н				60				
				120				
				180				
				240				
				300				
				360				
$F_0 =$ при $G = 1,8$ Н				60				
				120				
				180				
				240				
				300				
				360				
$F_0 =$ при $G = 2,7$ Н				60				
				120				
				180				
				240				
				300				
				360				

Графики зависимости коэффициента упругого скольжения и КПД от нагрузки по данным табл. 2:

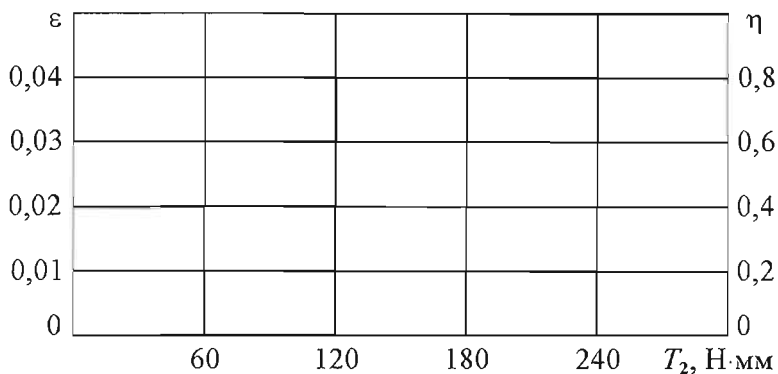


Рис. 3. Зависимость ε и η от режимов нагружения передачи

б. Выводы о зависимости коэффициента упругого скольжения ε и КПД η от нагрузки T_2 и от силы предварительного натяжения ремня F_0 :

Работу выполнили: _____ Преподаватель: _____

Отчет по лабораторной работе 2.3

Исследование резонанса валов при различных режимах нагружения

1. Цель работы:

2. Расчетная схема колебательной системы:

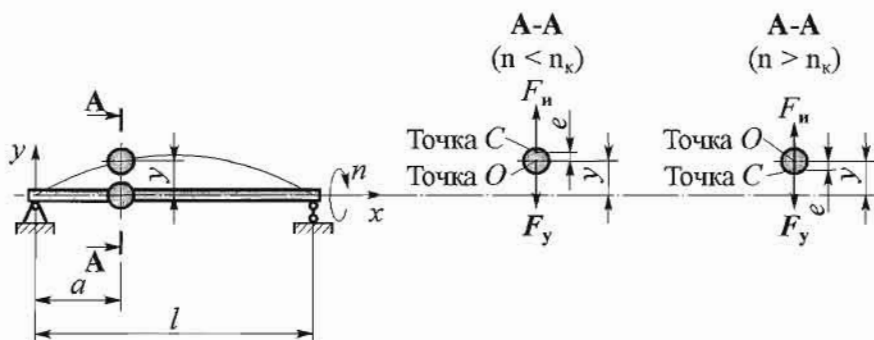


Рис. 1. Расчетная схема вала

3. Условия проведения эксперимента и формулы для вычисления прогиба вала:

Таблица 1

Условия проведения эксперимента

Вариант	l , мм	a , мм	Количество грузов на диске	Наличие дисбаланса на диске
1		250	0	нет
2			1	нет
3			2	нет
4			2	<i>есть</i>
5		275	0	нет
6			1	нет
7			2	нет
8			2	<i>есть</i>
9		300	0	нет
10			1	нет
11			2	нет
12			2	<i>есть</i>

4. Эксперимент:

Таблица 2

Результаты исследований резонанса вала при $l =$ мм

Вариант по табл. 1	Расчет		Эксперимент				
	$y_c, \text{мм}$	$n_k, \text{мин}^{-1}$	$y_n, \text{мм}$	$y_c, \text{мм}$	$n', \text{мин}^{-1}$	$n'', \text{мин}^{-1}$	$n_k, \text{мин}^{-1}$
1							
2							
3							
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							

Графики зависимости критической частоты вращения вала от условий возмущения по данным табл. 2:

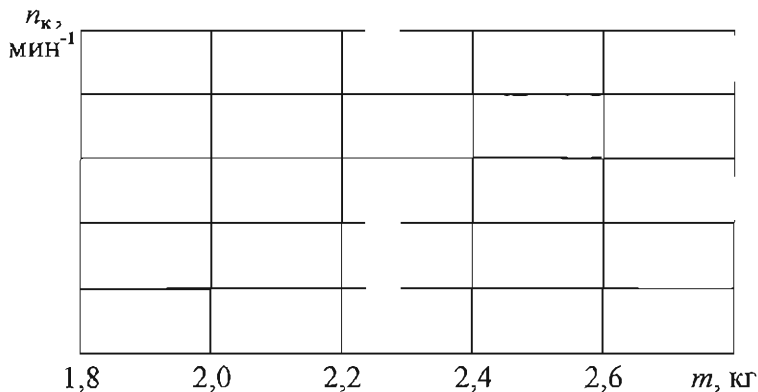


Рис. 2. Зависимость критической частоты вращения вала от сосредоточенной массы на валу m при $l =$:
 кривая 1 – $a = 250$ мм; кривая 2 – $a = 275$ мм; кривая 3 – $a = 300$ мм

5. *Выводы:* оценить влияние расстояния между опорами, положения диска на валу и массы диска на критическую частоту вращения вала.

Работу выполнили: _____ Преподаватель: _____

Отчет по лабораторной работе 2.4

Исследование триботехнических характеристик подшипников скольжения

1. Цель работы:

2. Лабораторная установка: дать краткое описание установки, привести назначение основных ее узлов.

2. *Схема узла подшипника скольжения*: описать схему исследуемого узла, привести формулы для определения момента и коэффициента трения скольжения.

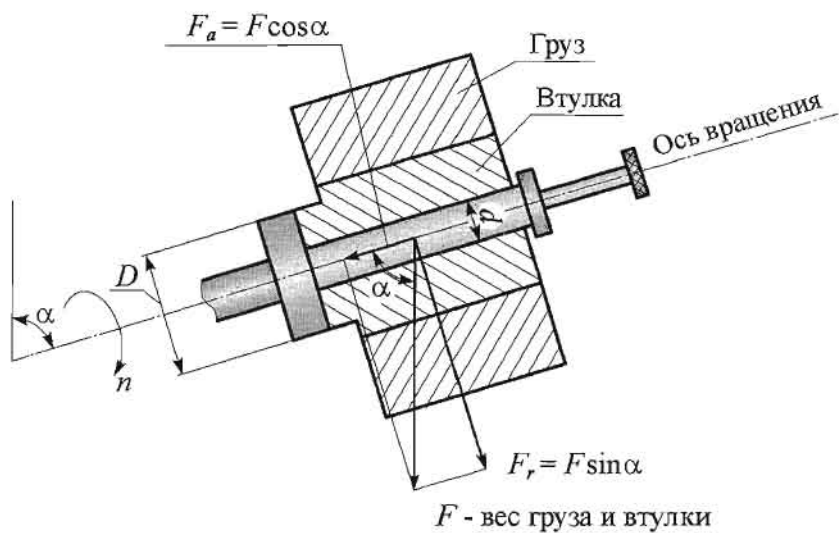


Рис. 2. Узел подшипника скольжения

3. Эксперимент:

Таблица

Результаты исследования подшипника скольжения

Материал подшипника: _____ ; $d =$ _____ мм; $F =$ _____ Н

№ опыта	Угол наклона α , град	Момент трения T , Н·мм, при частоте вращения n , мин ⁻¹			Коэффициент трения f при частоте вращения n , мин ⁻¹		
		$n =$	$n =$	$n =$	$n =$	$n =$	$n =$
1	0						
2	30						
3	60						
4	90						

Графики зависимости момента трения T и коэффициента трения f от угла наклона оси α по данным табл. 1:

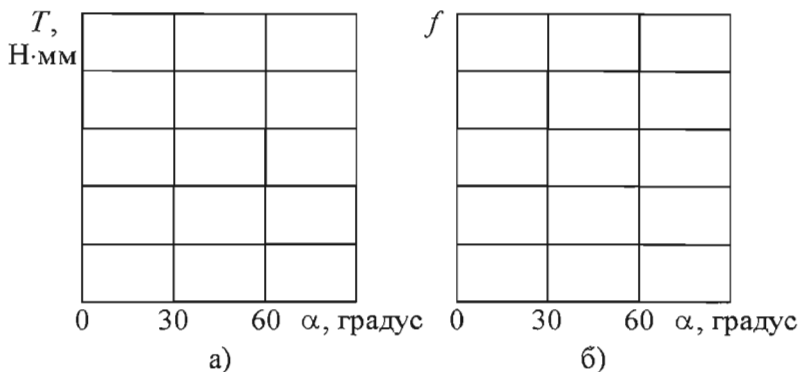


Рис. 2. Зависимость момента трения (а) и коэффициента трения (б) от угла наклона подшипника:
 кривая 1 – при $n =$; кривая 2 – при $n =$; кривая 3 – при $n =$

4. Выводы о зависимости момента трения T и коэффициента трения f от угла наклона оси α :

Работу выполнили: _____ Преподаватель: _____

Отчет по лабораторной работе 2.5

Исследование потерь в подшипниках качения при различных режимах работы

1. Цель работы:

2. Схема лабораторной установки: дать описание и принцип работы установки, привести назначение основных ее узлов и формулу для определения приведенного коэффициента трения.

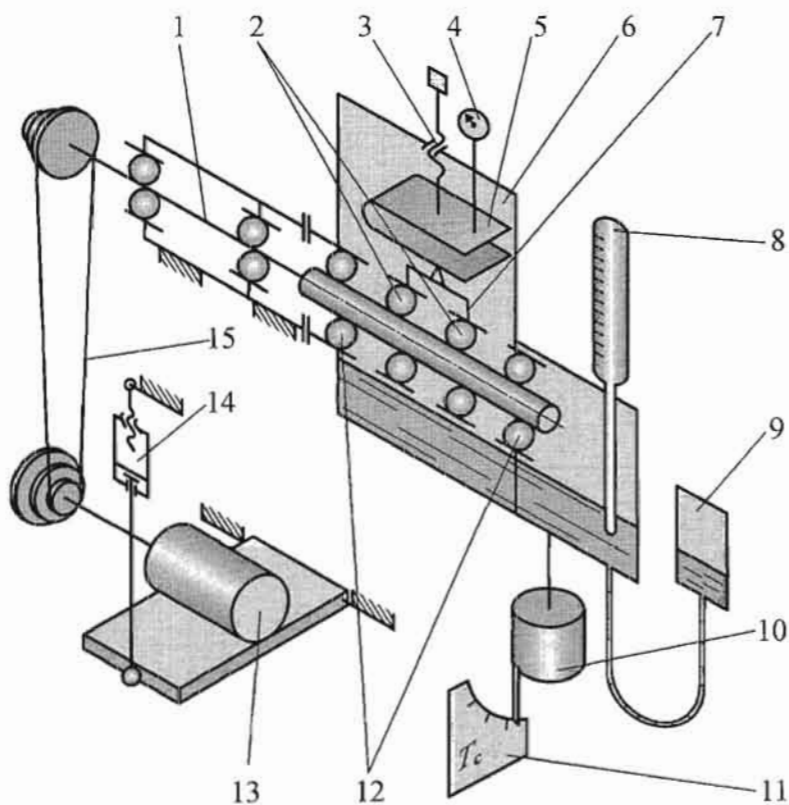


Рис. 1. Схема установки ДМ-23М

3. Эксперимент:

Таблица

Результаты эксперимента

Условия эксперимента	Нагрузка на подшипники, $F, \text{Н}$	Суммарный момент $T_c, \text{Н}\cdot\text{мм}$			Приведенный коэффициент трения, $f_{пр}$
		нагружение	разгрузка	среднее	
Без смазки	0				
	500				
	1000				
	...				
Со смазкой	0				
	500				
	1000				
	...				

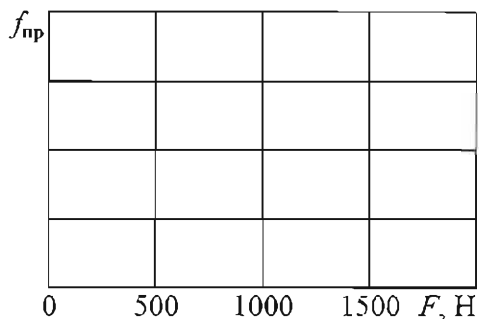


Рис. 2. График зависимости приведенного коэффициента трения от нагрузки на подшипник:
 кривая 1 – подшипник без смазки; кривая 2 – подшипник со смазкой

4. Выводы о влиянии смазки на трение в подшипнике и о зависимости коэффициента трения от нагрузки:

Работу выполнили: _____ Преподаватель: _____

Исследование предохранительных муфт приводов

Цель работы:

1. Эскизы испытываемых муфт: дать описание, назначение и принцип работы муфт, привести формулы по расчету предельного момента при заданном осевом усилии на пружине.

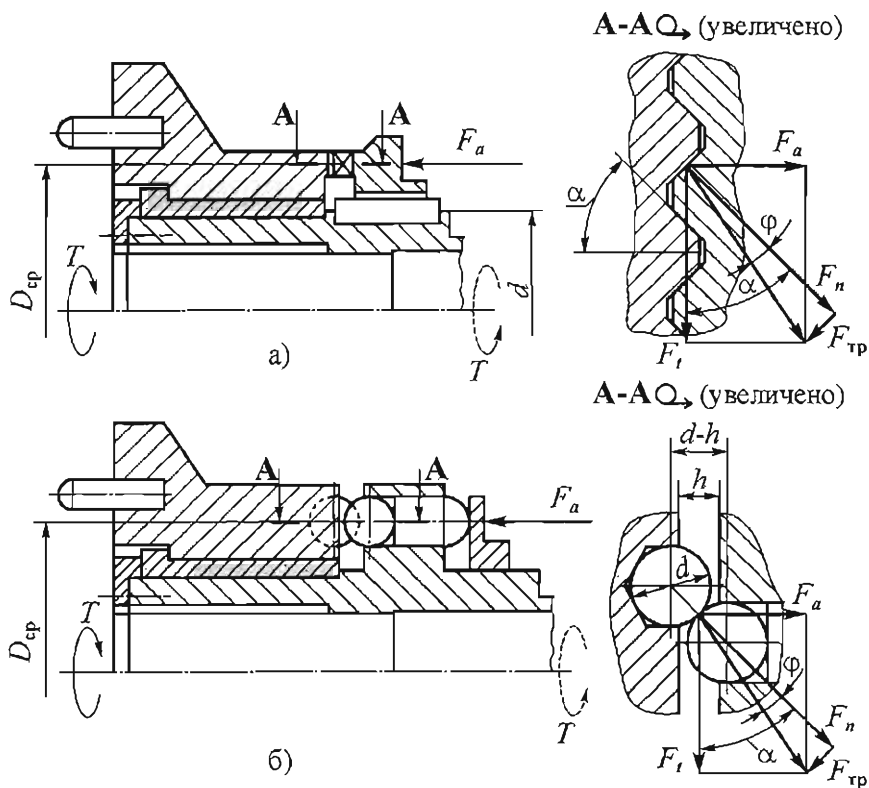


Рис. 1. Расчетные схемы муфт:
а) пружинно-кулачковой; б) шариковой

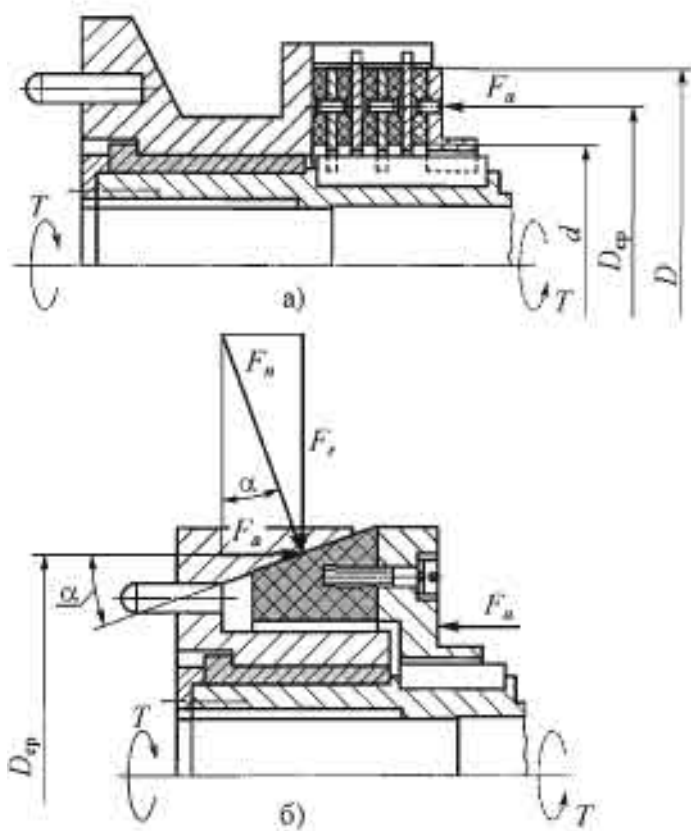


Рис. 2. Расчетные схемы муфт:
 а) фрикционной дисковой; б) фрикционной конусной

3. *Тарировка установки:* результаты тарировки в табличной и графической формах.

Таблица 1

Тарировка измерительного устройства

№ замера	Количество грузов	Момент на тормозе	
		Н·мм	в показаниях индикатора, мм
1	0	0	0
2	1	$2 \cdot 10^3$	
3	2	$4 \cdot 10^3$	
4	3	$6 \cdot 10^3$	
5	4	$8 \cdot 10^3$	

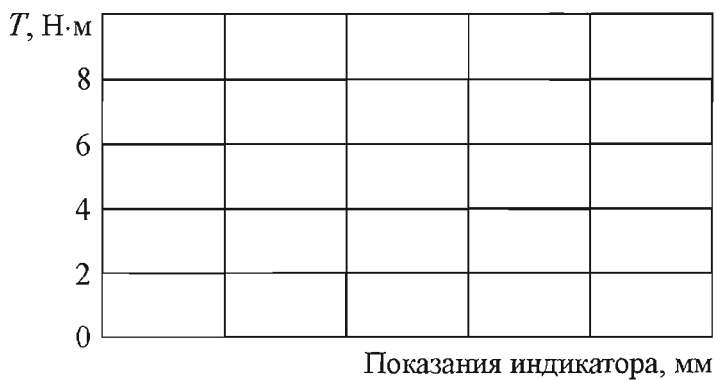


Рис. 3. Тарировочный график измерительного устройства

4. Эксперимент:

Таблица 2

Результаты эксперимента

Режим эксперимента	Обозначение параметров	Размерность	Тип муфты			
			кулачковая	шариковая	дисковая фрикционная	конусная фрикционная
1	l	мм				
	$F_{\text{пр}}$	Н				
	$T_{\text{пр}}$	Н·мм				
	$T_{\text{сраб}}$	Н·мм				
	$K_{\text{ом}}$	–				
2	l	мм				
	$F_{\text{пр}}$	Н				
	$T_{\text{пр}}$	Н·мм				
	$T_{\text{сраб}}$	Н·мм				
	$K_{\text{ом}}$	–				
3	l	мм				
	$F_{\text{пр}}$	Н				
	$T_{\text{пр}}$	Н·мм				
	$T_{\text{сраб}}$	Н·мм				
	$K_{\text{ом}}$	–				

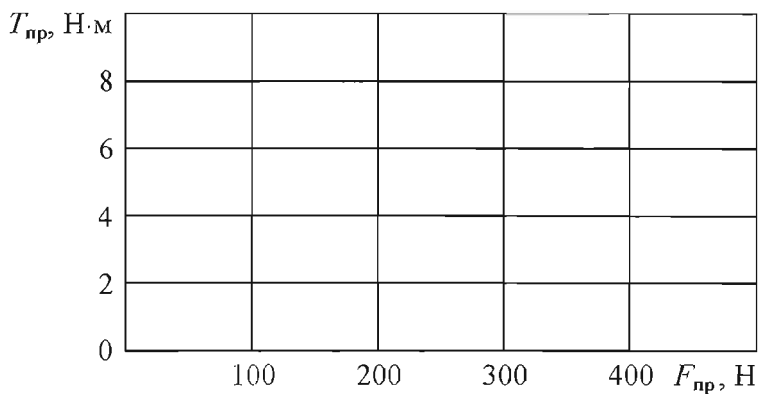


Рис. 4. График зависимости предельного момента муфты от усилия пружины:

- а) кулачковая муфта; б) шариковая муфта;
 в) дисковая муфта; г) конусная муфта

6. *Выводы:* оценить влияния конструкции муфты и усилия пружины на величину предельного вращающего момента.

Работу выполнили: _____ Преподаватель: _____

Отчет по лабораторной работе 2.7

Исследование колодочных тормозных механизмов

1. Цель работы:

2. *Схема колодочного тормоза:* дать описание, назначение, принцип работы и регулировку колодочного тормоза, привести формулы по расчету усилия замыкания пружины $F_{\text{пр}}$, и тормозных моментов T , T_c и T_T .

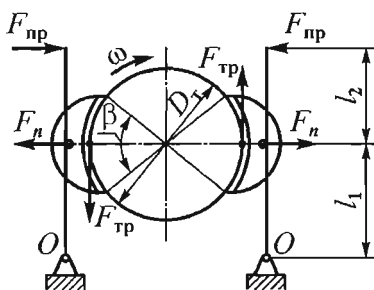


Рисунок. Расчетная схема двухколодочного тормоза

3. Эксперимент:

Таблица

Результаты эксперимента

Исходные данные			Результаты эксперимента				
ω , рад/с	z	Δ , мм	t_B , с	T_C , Н·м	t_T , с	T_T , Н·м	f
100	1	10					
		20					
	2	10					
		20					
	3	10					
		20					
150	1	10					
		20					
	2	10					
		20					
	3	10					
		20					

4. *Выводы:* оценить влияние осадки главной пружины на величину тормозного момента и время торможения, а также влияние угловой скорости и момента инерции вращающихся масс на время торможения и коэффициент трения скольжения между колодкой и шкивом.

Работу выполнили: _____ Преподаватель: _____

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	3
ВВЕДЕНИЕ.....	5
ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ И ЗАЩИТЕ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ.....	7
ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ.....	8
СТАТИСТИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЙ	8
ЧАСТЬ I. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ МАШИН.....	14
Работа 1.1. Изучение конструкции и определение основных параметров цилиндрического двухступенчатого редуктора.....	14
Работа 1.2. Изучение конструкции и определение основных параметров коническо-цилиндрического редуктора..	31
Работа 1.3. Изучение конструкции и определение основных параметров червячного редуктора.....	49
Работа 1.4. Регулировка зацепления червячной передачи по пятну контакта.....	61
Работа 1.5. Изучение конструкции и определение основных параметров планетарного редуктора.....	72
Работа 1.6. Изучение конструкции и определение основных параметров волнового редуктора.....	83
Работа 1.7. Изучение конструкций подшипников качения.....	99
Работа 1.8. Регулировка радиально-упорных подшипников качения.....	116
Работа 1.9. Изучение конструкции и определение характеристик витых пружин сжатия и растяжения.....	136
Работа 1.10. Изучение конструкций и определение параметров винтовых механизмов.....	146
Работа 1.11. Исследование трения в резьбовых соединениях.....	156
Работа 1.12. Изучение конструкций и особенностей работы колодочных тормозов.....	169
ЧАСТЬ II. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МОДЕЛЕЙ ПРИВОДОВ МАШИН.....	182
Работа 2.1. Исследование влияния режимов работы привода на КПД редуктора.....	182

Работа 2.2.	Исследование тяговой способности ременных передач.....	194
Работа 2.3.	Исследование резонанса валов при различных режимах нагружения.....	207
Работа 2.4.	Исследование триботехнических характеристик подшипников скольжения.....	219
Работа 2.5.	Исследование потерь в подшипниках качения при различных режимах работы.....	228
Работа 2.6.	Исследование предохранительных муфт приводов...	236
Работа 2.7.	Исследование колодочных тормозных механизмов...	253
ЧАСТЬ III. АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ РАБОТЕ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ МАШИН.....		264
3.1. ОБОРУДОВАНИЕ И ПРИБОРЫ.....		264
3.1.1. Устройство связи компьютера с объектом.....		265
3.1.2. Универсальная испытательная машина.....		267
3.2. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ		
3.2.1. Общие указания по выполнению лабораторных работ....		269
3.2.2. Общие указания по работе с программным обеспечением.....		270
3.2.3. Особые указания по соблюдению правил техники безопасности при проведении автоматизированных работ.....		279
3.3. АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ		
Работа 3.1. Исследование соединений с натягом.....		280
Работа 3.2. Исследование процесса раскрытия стыка резьбового соединения.....		289
Работа 3.3. Исследование трения в резьбовых соединениях.....		302
Работа 3.4. Исследование тяговой способности клиноременной передачи.....		312
Работа 3.5. Исследование влияния режимов работы привода на КПД редуктора.....		327
Работа 3.6. Исследование передач в замкнутом контуре.....		338
Работа 3.6.1. Исследование влияния режимов работы привода на КПД червячного редуктора.....		350
Работа 3.6.2. Исследование влияния режимов работы привода на КПД цилиндрического или конического редуктора.....		354
Работа 3.6.3. Исследование ременной передачи.....		357
Работа 3.7. Исследование резонанса валов при различных режимах нагружения.....		363

Работа 3.8. Исследование триботехнических характеристик подшипников скольжения.....	374
Работа 3.9. Исследование предохранительных муфт приводов.....	382
3.4. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ С УДАЛЕННЫМ ДОСТУПОМ.....	395
Работа 3.10. Исследование влияния режимов работы привода на КПД червячного редуктора.....	398
Работа 3.11. Исследование соединений с натягом.....	409
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	414
ПРИЛОЖЕНИЕ. ОБРАЗЦЫ ОТЧЕТОВ ПО ЛАБОРАТОРНЫМ РАБОТАМ.....	415

Евгений Петрович Устиновский,
Евгений Вячеславович Вайчулис,
Дмитрий Викторович Алексушин

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Лабораторные работы

Под редакцией Е.П. Устиновского

Техн. редактор А.В. Миних

Издательский центр Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 11.04.2013. Формат 60×84 1/16. Печать трафаретная.
Усл. печ. л. 28,36. Тираж 100 экз. Заказ 83/312. Цена С.

Отпечатано в типографии Издательского центра ЮУрГУ.
454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.