

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Воронежский государственный технический университет»

Кафедра автоматизированного оборудования
машиностроительного производства

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению лабораторных работ
для студентов направления подготовки бакалавров
15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств» (все профили)
очной и заочной форм обучения

Воронеж 2022

УДК 621.81(07)
ББК 34.42:34.445я7

Составитель

канд. техн. наук, доц. А. В. Демидов

Детали машин и основы конструирования: методические указания к выполнению лабораторных работ для студентов направления подготовки бакалавров 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» (все профили) очной и заочной форм обучения / ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет»; сост. А. В. Демидов.— Воронеж: Изд-во ВГТУ, 2022. - 41 с.

В методических указаниях изложены организационные, теоретические и методические материалы к лабораторным работам, библиографический список литературы. При их выполнении студенты приобретают практические навыки проектирования, выполнения расчетов типовых деталей машин и сборочных единиц, осваивают методики определения параметров зацеплений, способов регулирования подшипников, проведения исследований, испытаний на прочность и работоспособность элементов и конструкций.

Предназначены для студентов направления 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» (все профили).

Методические указания подготовлены в электронном виде и содержатся в файле МУ_ЛР_ДМиОК_2022.pdf.

Ил. 16. Табл. 9. Библиогр.: 7 назв.

УДК 621.81(07)
ББК 34.42:34.445я7

Рецензент - М. И. Попова, канд. техн. наук, доцент кафедры автоматизированного оборудования машиностроительного производства ВГТУ

*Издается по решению редакционно-издательского совета
Воронежского государственного технического университета*

ВВЕДЕНИЕ

При освоении дисциплины «Детали машин и основы конструирования» на лабораторных работах студенты приобретают практические навыки проектирования, выполнения расчетов типовых деталей машин и сборочных единиц, осваивают методики определения параметров зацеплений, способов регулирования подшипников, проведения исследований, испытаний на прочность и работоспособность элементов и конструкций.

Выполнение лабораторных работ позволяет ознакомиться с сущностью изучаемых явлений, принципами работы устройств, установок и механизмов, научиться использовать средства измерения, изучить методики проведения экспериментов и обработки результатов исследований. Задания на исследование несущей способности деталей, определение действующих усилий дают возможность шире раскрыть особенности прочностных расчетов.

Применение методов испытаний на прочность и работоспособность соединений и элементов конструкций, обработка результатов проводимых опытов способствует повышению и углублению теоретических знаний, развивает умение анализировать и объяснять полученные результаты.

Для успешного выполнения лабораторной работы студент обязан самостоятельно проработать по лекционному материалу и учебникам теорию, относящуюся к предстоящей работе.

Перед каждой лабораторной работой студент составляет индивидуальный отчет в принятой форме (на листах формата А4), включающий:

- титульный лист с указанием названия работы, данных студента и преподавателя;
- цель работы, основные теоретические положения, расчетные формулы, ответы на контрольные вопросы по теме лабораторной работы;
- принципиальную схему установки, таблицы для опытных и расчетных величин.

После выполнения работы отчет дополняется:

- результатами экспериментов и обработки опытных данных, результатами прочностных расчетов;
- результатами сопоставления значений опытных величин с теоретическими и справочными данными;
- анализом и объяснением возможных отклонений;

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ И ПРАВИЛА БЕЗОПАСНОСТИ

На лабораторных за студентом закрепляется рабочее место, что позволяет эффективно организовать работу с лабораторными установками, включающую их изучение, измерение и регистрацию данных, и проведение расчетов.

Числовые значения, получаемые в результате измерений физических величин и вычислений, являются приближенными, поэтому при расчетах необходимо соблюдать правила приближенных вычислений и округления чисел.

Защита отчета по лабораторной работе проводится непосредственно на занятиях или во время консультаций. Отчет принимается преподавателем, ведущим занятия.

Студенты, не готовые к занятиям, к выполнению лабораторных работ не допускаются.

До начала выполнения лабораторной работы все студенты проходят инструктаж по технике безопасности и оставляют подпись в специальном журнале. Студенты, не прошедшие инструктаж, к лабораторным занятиям не допускаются.

Основные правила безопасности:

- находиться в аудитории в верхней одежде запрещается;
- при выполнении работ следует руководствоваться исключительно указаниями преподавателя, выполнять только ту работу, которая предусмотрена заданием;
- перед выполнением работы провести осмотр установки, убрать с рабочего стола посторонние предметы;
- запрещается переносить узлы и детали с места на место, шуметь, толкаться;
- после изучения установки и проведения измерений предоставить результаты преподавателю для проверки, затем собрать установку, проверить ее комплектность, работоспособность;
- обеспечивать соблюдение установленных норм и правил пожарной безопасности.

Виновный в порче имущества (мебели, лабораторных установок, приборов, инструмента, стендов, плакатов) лаборатории кафедры несет материальную ответственность.

Лабораторная работа № 1

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Цель работы: изучить конструкцию привода, составить кинематическую схему привода; определить кинематические и энергетические соотношения в передачах.

Теоретические сведения

Передачами в машинах называются устройства, служащие для передачи энергии механического движения на расстояние и преобразования его параметров. Общее назначение передач совмещается с выполнением частных функций, к которым относятся распределение энергии, понижение или повышение скорости, преобразование видов движения (например, вращательного в поступательное или наоборот), регулирование скорости, пуск, остановка и реверсирование. Широкое распространение в технике получило вращательное движение, т. к. оно может быть осуществлено наиболее простыми способами.

Передачи используются как для понижения, так и для повышения угловой скорости ведомого вала машины. В зубчатых передачах первые называются *редукторами*, а вторые – *мультипликаторами*.

Необходимость применения передач, располагаемых между двигателем и исполнительным органом машины (по пути следования энергии), обусловлена следующими причинами:

а) скорости движения исполнительных органов машины чаще всего отличны от скоростей стандартных двигателей;

б) в процессе эксплуатации машины необходимо регулировать скорости исполнительного органа и соответствующие вращающие моменты, вероятнее всего, в пределах, не осуществляемых непосредственно двигателем из-за неэкономичности или невозможности; в) характер и законы движения, обеспечиваемые двигателем,

отличаются от предусматриваемых для исполнительного органа;

г) одним двигателем необходимо привести в движение несколько исполнительных органов с различными скоростями;

д) непосредственно большое расстояние между двигателем и исполнительным органом;

е) соображения безопасности, удобства обслуживания или габаритов машины.

Различают следующие виды передач:

– по способу передачи движения от ведущего вала к ведомому: передачи трением и зацеплением, непосредственного касания (фрикционные, зубчатые, червячные, глобоидные, гипоидные, волновые, винтовые) и с гибкой связью (ременные, зубчатоременные, цепные); по назначению – кинематические и силовые;

– по характеру изменения передаточного отношения: с постоянным и изменяющимся (ступенчато и бесступенчато);

– по относительному движению валов: обыкновенные и сателлитные;

– по взаимному расположению валов в пространстве: между параллельными, пересекающимися, перекрещивающимися и соосными осями валов.

Выбор того или иного типа передачи обуславливается габаритами, массой и компоновочной схемой машины, режимом ее работы, частотой и направлением вращения ведущего и ведомого валов, пределами и условиями регулирования их скорости.

Устройства, состоящие из источника энергии (электродвигатель или двигатель внутреннего сгорания) и механических передач и служащие для передачи энергии к рабочему органу, называются *приводными станциями* или *приводами*.

Правильный выбор типа привода, кинематической схемы, вида и материала трущихся пар, применение подшипников качения, совершенной системы смазывания – все это является важным с точки зрения повышения КПД машины и механизма.

Различают приводные станции общего назначения (рис. 1.1)

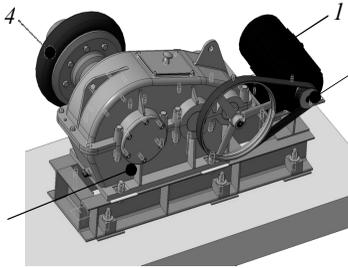


Рис. 1.1. Приводная станция общего назначения:
 1 – электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – редуктор; 4 – муфта

Кинематические и силовые соотношения в передачах

Любая передача состоит из ведущего и ведомого валов. Передачу характеризуют следующие основные и производные параметры: мощность P , кВт; угловая скорость ω , с^{-1} , или частота вращения n , мин^{-1} ; момент вращения T , Н·м; коэффициент полезного действия (КПД) η ; передаточное число u .

Важнейшей характеристикой любой механической передачи является передаточное число, которое показывает, во сколько раз угловая скорость ω (или частота вращения n) одного вала больше или меньше угловой скорости (частоты вращения) другого вала. Передаточное число, определяемое в направлении потока мощности от ведущего вала 1 к ведомому 2,

имеет вид:
$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Передаточное число также можно выразить через диаметры или число зубьев.

Если кинематическая характеристика выражается отношением числа зубьев, то это называют передаточным числом.

Передаточное число, в отличие от передаточного отношения, всегда положительное и не может быть меньше единицы.

Привод может включать несколько передаточных механизмов (ступеней). Значение общего передаточного отношения определяется произведением передаточных отношений отдельных кинематических ступеней привода.

При разбивке общего передаточного отношения следует руководствоваться кинематическими возможностями отдельных передач (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Ориентировочные значения основных параметров
одноступенчатых механических передач

Вид передачи	Переда- т число <i>и</i>	КПД η	Переда- ваемая мощ- ность P , кВт	Относ. габа- ритные размеры	Относи- тельная масса	Относи- тельная стоимость
Зубчатая:						
– цилиндрическая	До 6,3	0,96...0,98	Не огра- ничена	1	1	1
– коническая	До 6,3	0,95...0,97	4000	2	1...1,2	1,70...2,20
– планетарная A^3 $1h$	3...9	0,95...0,97	5000	0,7...1	0,73...0,93	1,25...1,50
Цепная	До 10	0,92...0,95	120	1...1,6	0,25	0,20...0,35
Ременная (трением)	До 8	0,94...0,96	50	5...4	0,4...0,5	0,20...0,30
Зубчато- ременная	До 12	0,96...0,98	100	2,5...3	0,3	0,20...0,80
Фрикционная	До 7	0,85...0,95	20	1,5...2	1,5	0...8
Муфта соеди- нительная	–	0,98	–	–	–	–
Подшипники каче- ния (одна пара)	–	0,99	–	–	–	–

Примечания:

1. Относительные габаритные размеры, масса и стоимость определяются по отношению к одноступенчатой зубчатой передаче.

2. Передаточные числа $и$ редукторов следует выбирать из единого ряда (допускаемое отклонение от номинального значения $и = \pm 4\%$): 1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1; 8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355.

В табл. 1.1 приведены рекомендуемые интервалы передаточных чисел.

Если к ведущему валу передачи подвести мощность P_1 , то с ведомого можно будет отобрать мощность P_2 , которая несколько меньше затраченной P_1 (вследствие потерь на трение

и другие сопротивления). Эти потери выражаются коэффициентом полезного действия

Значения КПД передач приведены в табл. 1.1.

В силовой (понижающей) передаче $\omega_1 \geq \omega_2$, $T_2 \leq T_1$, $T_2 = T_1 i_{12} \eta$.

В идеальной передаче (без потерь) изменение частоты вращения или угловой скорости обратно пропорционально изменению моментов вращения.

Описание установки

В качестве лабораторных установок используются модели технологических машин, имеющих приводы рабочих органов, и типовые образцы приводов рабочих органов.

Порядок выполнения работы

Необходимое оборудование и инструмент: лабораторная установка, штангенциркуль, линейка.

1. Изучить конструкцию лабораторной установки, указанной преподавателем (назначение, название составляющих).

2. Вычертить кинематическую схему привода, используя условные обозначения передач в кинематических схемах.

3. Определить передаточное число (передаточное отношение) механических передач.

4. Задав КПД передач (см. табл. 1.1), с помощью наиболее подходящих данных лабораторной установки определить значения мощности, частоты вращения (вращательного момента) на валах привода.

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначен привод?
2. Как определяется КПД передачи?
3. Как определяется КПД привода?
4. Как определяется передаточное число передачи и привода?
5. Как определяется передаточное отношение передачи?
6. Как определяется окружная сила в передаче?
7. Как определяется вращательный момент на валу?

Лабораторная работа № 2

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА

Цель работы: изучить конструкцию и кинематические схемы, порядок разборки и сборки двухступенчатого цилиндрического редуктора, регулировку подшипников; определить габаритные, присоединительные и установочные размеры редуктора; изучить методики определения основных геометрических параметров зубчатых колес и зацепления.

Теоретические сведения.

Редуктором называется механическая передача, служащая для снижения угловой скорости и повышения вращающего момента на ведомом валу. Цилиндрические редукторы содержат цилиндрические зубчатые передачи и передают движение между параллельными валами. В зависимости от числа ступеней передач редукторы делят на одно-, двух- и многоступенчатые.

Основной кинематической характеристикой редуктора является передаточное число, т. к. с его увеличением повышается крутящий момент на выходном валу и тем самым увеличивается тяговая сила на рабочем органе машины.

Одноступенчатые редукторы (рис. 2.1, а) наиболее простые и дешевые в изготовлении, но передаточное число у одноступенчатых цилиндрических редукторов с прямыми зубьями $u \leq 5$; с косыми либо шевронными зубьями $u \leq 6,3$.

Двухступенчатые цилиндрические зубчатые редукторы (рис. 2.1, б) являются наиболее распространенными, для них наиболее характерны передаточные числа $u \leq 8 \dots 40$.

На рис. 2.2 представлены кинематические схемы наиболее распространенных двухступенчатых цилиндрических редукторов. На схемах буквой Б обозначен быстроходный (ведущий) вал редуктора, буквой Т – тихоходный (ведомый) вал.

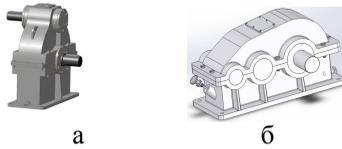


Рис. 2.1. Вертикальный одноступенчатый (а) и горизонтальный двухступенчатый (б) цилиндрические редукторы

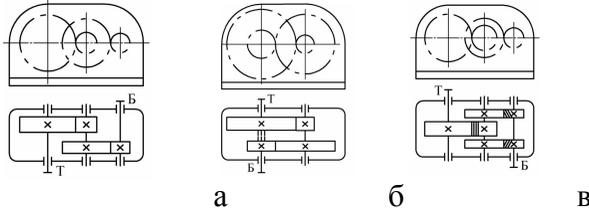


Рис. 2.2. Кинематические схемы двухступенчатых цилиндрических редукторов: а – выполненный по развернутой схеме; б – соосный; в – с раздвоенной быстроходной ступенью;

Наиболее распространены двухступенчатые горизонтальные редукторы, выполненные по развернутой схеме (рис. 2.2, а). Они отличаются простотой конструкции, но из-за несимметричного расположения колес на валах повышается концентрация нагрузки по длине зуба. Соосная схема (рис. 2.2, б) позволяет получить меньшие габариты по длине, это ее основное преимущество. В соосных редукторах быстроходная ступень зачастую недогружена, т. к. силы, возникающие в зацеплении колес тихоходной ступени, значительно больше, чем в быстроходной, а межосевые расстояния ступеней одинаковы. Это один из основных недостатков соосных редукторов. При раздвоенной быстроходной или тихоходной ступени колеса расположены симметрично относительно опор, что приводит к меньшей концентрации нагрузки по длине зубьев. Быстроходный вал редуктора, показанного на рис. 2.2, б, должен иметь свободу осевого перемещения («плавающий» вал), что обеспечивается соответствующей конструкцией подшипниковых узлов.

Зубчатые редукторы изготавливают с прямозубыми, косозубыми и шевронными колесами. Прямозубые зубчатые передачи предназначены для работы с более низкими скоростями (до 6 м/с), чем редукторы с косозубыми и шевронными. Наи-

более распространены в общем машиностроении колеса степенной точности 6, 7, 8, требования и допуски, к которым регламентированы стандартами.

Корпусы редукторов обычно выполняются литыми из серого чугуна или сплавов алюминия, а корпуса тяжело нагруженных редукторов, работающих при ударных нагрузках, – из высокопрочного чугуна или стального литья. Смазку зацепления в редукторах при окружных скоростях до 15 м/с применяют преимущественно картерную, как наиболее простую. Смазывание подшипников качения редукторов общего назначения осуществляют жидкими маслами или пластичными мазями. Наиболее благоприятные условия для работы подшипников обеспечивают жидкие масла. На практике подшипники стремятся смазывать тем же маслом, которым осуществляется смазывание зубчатого зацепления. Такое смазывание эффективно при окружной скорости колес $V_{\text{окр}} > 2...3$ м/с. При меньших скоростях смазывание подшипников производят индивидуально пластичными мазями. Для защиты от загрязнения извне и предупреждения вытекания смазки подшипниковые узлы снабжают уплотняющими устройствами. Уровень масла, находящегося в корпусе редуктора, контролируют маслоуказателем. Для слива масла из корпуса предусматривается маслосливное отверстие, закрытое специальной резьбовой пробкой и размещаемое в нижней части корпуса. Во время работы внутри корпуса редуктора повышается давление из-за нагрева масла и воздуха, что приводит к выдавливанию масла из корпуса через уплотнения. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость редуктора соединяют с внешней средой отдушиной.

Опорами валов в редукторах являются подшипники качения. Для нормальной работы подшипников необходимо создать зазоры, обеспечивающие свободное, без защемления шариков или роликов вращение подшипников. Различают два вида зазоров – радиальные и осевые (рис. 2.3).

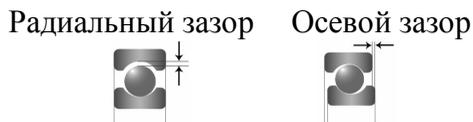


Рис. 2.3. Зазоры в подшипниках качения

Радиальный зазор – это расстояние, на которое можно сместить наружное кольцо подшипника в радиальном направлении относительно внутреннего кольца подшипника без приложения усилия. Осевой зазор – это полное перемещение одного из колец подшипника в осевом направлении из одного крайнего положения в другое при неподвижном другом кольце.

В радиальных (нерегулируемых) подшипниках принято рассматривать радиальные зазоры, которые устанавливаются при сборке самого подшипника, и во время сборки редуктора его не регулируют. В радиально-упорных подшипниках, где радиальный и осевой зазор регулируются, принято рассматривать только осевой зазор. Радиальные и осевые зазоры в радиально-упорных подшипниках связаны между собой. При изменении зазора в одном направлении изменяется зазор и в другом.

При использовании роликовых радиально-упорных подшипников, у которых в стадии поставки наружное кольцо не фиксируется относительно внутреннего кольца, необходимо в процессе сборки редуктора регулировать осевой зазор. Для повышения долговечности подшипника необходимо добиваться минимального радиального зазора, достаточного, чтобы не произошло заклинивания подшипника.

Таблица 2.1

Значения зазоров в подшипниках

Тип подшипника	Внутренний диаметр подшипника d , мм	Размер $\delta_{ос}$ ($\delta_{рад}$), м
Радиальный шариковый	10...120	0,20...0,50
Радиально-упорный шариковый с углом контакта 12°	10...50 55...120	0,03...0,07 0,05...0,15
Радиальный роликовый	10...120	0,50...1,00
Радиально-упорный роликовый с углом контакта 12°	10...50 55...120	0,04...0,10 0,08...0,20

Описание установки

Объектом лабораторных исследований являются горизонтальные двухступенчатые зубчатые редукторы с цилиндрическими косозубыми колесами, выполненные по развернутой схеме: Ц2У-100, РМ-250, РЦД-250.

Рассмотрим информацию, представленную в обозначении редуктора Ц2У-100-20-21К-У1:

Ц2У – редуктор цилиндрический, двухступенчатый, горизонтальный;

100 – межосевое расстояние тихоходной ступени, мм; 20 – передаточное число редуктора;

21 – вариант сборки редуктора (выходные концы валов расположены в соответствии с рис. 2.4);

К – коническая форма исполнения тихоходного вала;

У1 – климатическое исполнение и категория размещения

В корпусе редуктора 7 (рис. 2.4) размещаются две ступени цилиндрических зубчатых передач. Корпус закрыт крышкой 39 и соединен с крышкой винтами 36. Шестерня 1 быстроходной передачи выполнена заодно с быстроходным валом (вал-шестерня). Колесо 8 располагается на промежуточном валу 2. Шестерня тихоходной передачи изготовлена заодно с промежуточным валом (вал-шестерня), а колесо 24 установлено на выходном (тихоходном) валу 31. В редукторе установлены роликовые конические радиально-упорные 5, 13, 17, 28 и шариковые радиальные 21, 27 подшипники.

Упорные шайбы подшипников 4, 9, 16 применяются для регулирования осевого зазора в радиально-упорных подшипниках и осевого положения ведущего вала-шестерни 1 с помощью резьбовых регулировочных пробок 11, 14 и упорных шайб 20, 29 для регулирования осевого положения вала 31 с помощью резьбовой регулировочной пробки 26. Имеются сквозные крышки подшипников 3 и 19 и глухие крышки 10, 15, 25 и 30. Распорная втулка 12 служит для предотвращения осевого перемещения колеса 8, установочные штифты 6 и 22 – для строгого центрирования крышки корпуса 39 относительно основания корпуса 7. Редуктор имеет отдушину 33; табличку технических характеристик редуктора 35, которая крепится винтами 23; резьбовую пробку 34 проверки уровня масла и резьбовую пробку 32 – для слива масла; фиксирующую планку 37 – для стопорения регулировочных винтов 11, 14, 26. Винт 38 прижимает фиксирующую планку к крышке подшипника. Для предотвращения вытекания масла из корпуса и попадания

внутри пыли в крышках 3 и 19 установлены уплотнительные манжеты 40 и 41.

На всех валах редуктора для передачи вращающего момента установлены призматические шпонки 18 и 42. Крепление деталей, установленных на выходных концах валов 1 и 31, осуществляется с помощью гаек 43.

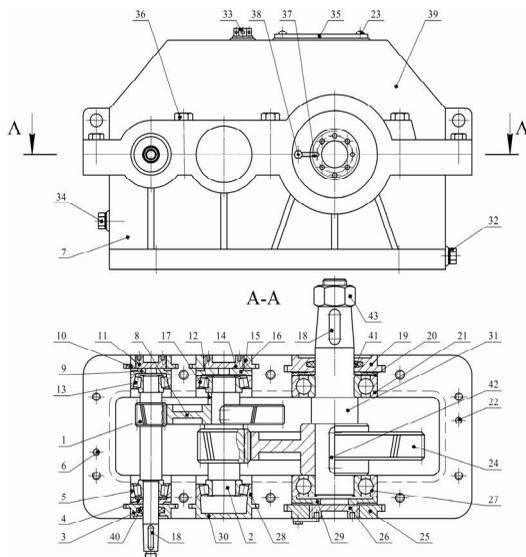


Рис. 2.4. Конструкция двухступенчатого цилиндрического редуктора:

1 – вал-шестерня ведущий; 2 – вал-шестерня промежуточный; 3, 19 – крышки подшипников сквозные; 4, 9, 16, 20, 29 – шайбы упорные; 5, 13, 17, 28 – подшипники роликовые конические радиально-упорные; 6, 22 – штифты установочные; 7 – основание корпуса; 8, 24 – колеса зубчатые; 10, 15, 25, 30 – крышки подшипников глухие; 11, 14, 26 – пробки регулировочные резьбовые; 12 – втулка распорная; 18, 42 – шпонки призматические; 21, 27 – подшипники шариковые радиальные; 23 – винт; 31 – вал выходной; 32 – пробка резьбовая; 33 – отдушина; 34 – пробка резьбовая проверки уровня масла; 35 – табличка технических характеристик редуктора; 36 – винт; 37 – планка, фиксирующая с усиком; 38 – винт; 39 – крышка корпуса; 40, 41 – манжеты уплотнительные; 43 – гайка

Для механизации работ при подъеме и транспортировке редуктора на его крышке выполнены специальные отверстия.

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

Важными параметрами редуктора являются его размеры, которые подразделяются на габаритные и присоединительные (рис. 2.5). Габаритными называются наибольшие размеры редуктора по длине, ширине и высоте. Присоединительными являются те размеры, которые позволяют выполнить сопряжение редуктора с другими деталями, и размеры, необходимые для установки редуктора на раме или фундаменте.

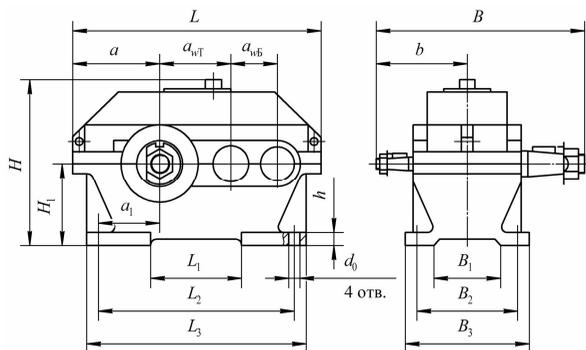


Рис. 2.5. Основные габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора

Порядок выполнения работы

Необходимое оборудование и инструмент: горизонтальные двухступенчатые редукторы с цилиндрическими косозубыми колесами, выполненные по развернутой схеме, Ц2У-100, Ц2У-160, РМ-250, РЦД-250; набор гаечных ключей; штангенциркуль.

1. По указанию преподавателя определить характерные особенности редуктора (тип, количество ступеней), используя табличку технических характеристик редуктора.

2. Замерить межосевые расстояния быстроходной и тихоходной зубчатых передач (результаты замеров внести в табл. 2.2) и согласовать их со стандартными значениями по ГОСТ 2185–86, мм:

1-й ряд (предпочтительный): 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500;

2-й ряд: 140, 180, 224, 260, 355, 450, 560.

3. Провести обмеры редуктора согласно рис. 2.7, 2.8, результаты занести в табл. 2.2, 2.3.

Таблица 2.2

Размеры редуктора

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

Таблица 2.3

Размеры концов валов редуктора

Вал	d	d_1	l	l_1	b	h_1
Быстроходный						
Тихоходный						

4. Разобрать редуктор (см. рис. 2.4). Визуально изучить устройство редуктора согласно рис. 2.4.

Из корпуса редуктора вынуть валы с находящимися на них изделиями.

По указанию преподавателя определить параметры одной ступени редуктора.

Подсчитать числа зубьев z_1 шестерни и z_2 колеса, измерить диаметры вершин da_1 шестерни и da_2 колеса, ширину венца b_2 колеса.

5. Собрать редуктор (в порядке, обратном разборке).

5.1. Валы вместе с находящимися на них подшипниками, зубчатыми колесами, втулками, закладными крышками установить в корпус, также установить в пазы корпуса глухие закладные крышки.

После установки валов проверить, чтобы венцы сопряженных шестерни и колеса располагались приблизительно симметрично. Установка зубчатых колес обеспечивается перемещением валов в осевом направлении вместе с подшипниками с помощью упорных шайб 4, 9, 16, 20, 29 и резьбовых пробок 11, 14, 26, которые фиксируются планками с усиками

37. Для перемещения вала в осевом направлении следует освободить винт 38, фиксирующий планку с усиком 37, и, заворачивая или отворачивая специальным ключом резьбовые пробки 11, 14, 26, установить вал в необходимое положение.

5.2. Поставить крышку редуктора на основание и завинтить винты, соединяющие крышку с основанием корпуса редуктора.

5.3. Отрегулировать осевой зазор в радиально-упорных конических подшипниках 5, 13, 17, 28. Для этого необходимо на один оборот отвернуть резьбовые пробки 11 и 14. С небольшим усилием заворачивать резьбовые пробки 11 и 14 до тех пор, пока валы 1 и 2 перестанут проворачиваться от руки (отсутствует радиальный зазор в подшипниках). После этого резьбовые пробки отвернуть на 1/6 оборота, это будет соответствовать примерно осевому зазору (0,08...0,15 мм). Застопорить это положение усиком фиксирующей планки 37 и зажать винт 38. В правильно собранном редукторе валы 1 и 2 должны свободно проворачиваться при вращении входного вала от руки и не иметь радиальных и осевых люфтов.

Обработка опытных данных

На основании предварительно полученных данных определить геометрические параметры зубчатой передачи редуктора (рис. 2.6). С точки зрения геометрии зубчатых колес в косозубых передачах различают нормальный m_n (m) и окружной (торцовый) m_t модули, мм, которые связаны зависимостью

$$m_n = m_t \cos \beta,$$

где β – угол наклона линии зуба на делительном цилиндре, град.

При отсутствии специальных приборов для измерения угла наклона зубьев значение этого угла определяют расчетом.

Нормальный модуль регламентируется ГОСТ 9563–60.

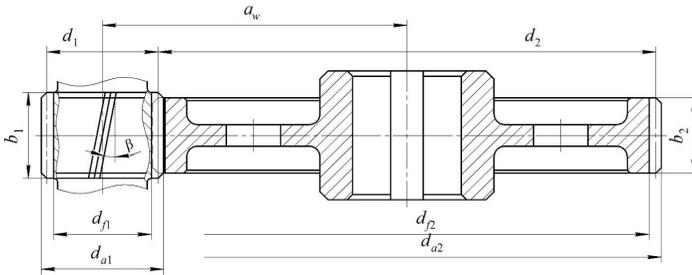


Рис. 2.6. Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

Замерив межосевое расстояние, предварительно устанавливая значение окружного модуля, мм, оставляя три цифры после запятой:

$$m = \frac{2a_w^{\text{нзм}}}{z_1 + z_2}$$

Учитывая, что обычно $\beta = 8...20^\circ$, а $\cos\beta = 0,94...0,99$, выбирают значение нормального модуля m как ближайшее меньшее к m_n согласно табл. 2.4.

Таблица 2.4

Значения стандартных модулей

Ряд	Модуль m , мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,375; 1,175; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 23

Приняв стандартное значение модуля m , определяют угол наклона зуба, град.:

$$\beta = \arccos \frac{m}{m_n}$$

Форма профиля зубьев зависит от их числа. С уменьшением числа зубьев увеличивается кривизна эвольвентного профиля и уменьшается толщина зуба у вершины и основания. При дальнейшем уменьшении числа зубьев шестерни z нарезание зубьев инструментом реечного типа сопровождается подрезанием ножки зуба колеса, минимально допустимое чис-

ло зубьев без подрезания $z_{\min} = 17$. Для устранения возможности подрезания зубьев нормальный профиль зубчатого зацепления исправляют (корректируют). Наиболее распространенным методом исправления профиля зубьев является смещение зуборезного инструмента относительно заготовки нарезаемого колеса. Для обозначения коэффициента смещения используют x . При положительном смещении инструмента происходит утолщение зуба у основания и уменьшение кривизны его профиля, что способствует увеличению изгибной и контактной прочности зубьев. Для передач с передаточным числом одной ступени $u = 3,5$, что наблюдается у основной массы двухступенчатых редукторов рекомендуется выполнять шестерню с положительным смещением режущего инструмента, а колесо – с таким же отрицательным; в этом случае суммарный коэффициент смещения $x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 0$. Данная конструкция зубчатых колес реализована в редукторах, рассматриваемых в лабораторной работе. Коэффициент уравнивающего смещения $\Delta y = 0$, т. к. делительные диаметры колес совпадают с начальными. Численные значения коэффициентов смещения шестерни x_1 и колеса x_2 принять по указанию преподавателя.

Для зубчатых колес, нарезанных со смещением режущего инструмента, межосевое расстояние, мм:

Диаметры делительных окружностей зубчатых колес, мм:

$$d = m_t z.$$

Диаметры окружностей выступов, мм:

$$d = d + 2m(h^* + x - \Delta y)$$

Диаметры окружностей впадин, мм:

$$d = d + 2m(h^* + C^* - x),$$

где $h = 1$ – коэффициент высоты головки зуба;

$C^* = 0,25$ – коэффициент радиального зазора;

x – коэффициент смещения.

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначен редуктор?
2. С какой целью регулируются зазоры в подшипниках?
Каким образом?
3. С какой целью корригируют зубчатые колеса?
4. Что такое модуль зубьев? Какие модули различают в зубчатых колесах?
5. Чем передаточное отношение отличается от передаточного числа?
6. Как определяется передаточное число зубчатой передачи?
7. Чем отличается шестерня от колеса? Что такое вал-шестерня?
8. Как определить диаметры зубчатых колес d , d_a , d_f ?
9. Как проводится разборка редуктора?
10. Каковы преимущества и недостатки косозубой зубчатой передачи перед прямозубой?

Лабораторная работа № 3

ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Цель работы: описать конструкцию и снять размеры элементов заклёпочного соединения; определить допускаемую растягивающую нагрузку P , действующую в плоскости стыка соединения.

Общие сведения

Клёпка - процесс соединения элементов конструкций заклёпками, в результате которого образуется неразъёмное [за-клёпочное соединение](#). В заклёпочном соединении не возникает коррозии, гальванических пар и тому подобных процессов, поэтому прочность и надёжность соединения не изменяется длительное время. Наибольшее распространение имеет клёпка, выполняемая заклёпками с потайными головками, которые позволяют получить гладкую поверхность изделия. Клёпка заклёпками с выступающими головками применяется для соединения элементов изделий, к которым не предъявляется высо-

ких требований по внешнему виду и гладкости поверхности. Клёпка состоит из следующих операций: образование отверстия под заклёпку (сверлением или пробивкой); образование гнезда под потайную головку заклёпки (зенкованием или штампованием); вставка заклёпки, состоящей из закладной головки и стержня в отверстие; образование замыкающей головки обжимкой и поддержкой. Замыкающая головка может быть образована прессованием (прессовая клёпка.) или ударом (ударная клёпка.). Прессовая клёпка производится на [клепальных машинах](#) (прессах и автоматах), а ударная — [клепальными молотками](#). Клепка применяется при производстве различных металлических конструкций в судостроении, вагоностроении, самолётостроении и др. отраслях.

Клёпаные конструкции - металлические конструкции, элементы которых соединяются [заклёпками](#). Современные металлические конструкции изготавливаются главным образом сварными; отверстия для заклёпок, ослабляющие сечения на 15—20%, а также трудоёмкость изготовления клёпаные конструкции делают их в большинстве случаев менее выгодными по сравнению со [сварными конструкциями](#). Однако клёпаные конструкции более надёжны в условиях низких температур, когда концентрации напряжений, способствующие возникновению хрупкого разрушения конструкций и развивающиеся в местах отверстий для заклёпок, существенно меньше концентраций в сварных швах конструкций. Поэтому к клёпаным конструкциям нередко прибегают при возведении сооружений в северных районах. Клёпаные конструкции применяются также в мостостроении (преимущественно в железнодорожных мостах) и в конструкциях промышленных зданий с большими нагрузками (например, в подкрановых балках), когда возможность разрушения металла под действием циклических нагрузок является особенно опасной или изготовление путём сварки мощного составного сечения элемента представляет значительные технологические трудности.

Заклёпочные соединения применяют в большинстве случаев для соединения листовых материалов и фасонных прокатных профилей. Область практического применения ограничивается следующими случаями:

1. Соединения, в которых нагрев при сварке недопустим из-за опасности отпуска термообработанных деталей или коробления окончательно обработанных точных деталей.

2. Соединения несвариваемых материалов.

3. Соединения, воспринимающие большие ударные, циклические и вибрационные нагрузки.

Соединения характеризуются рядом недостатков: большой расход металла, повышенная трудоёмкость изготовления, менее удобные конструктивные формы в сравнении со сварными. Поэтому по мере совершенствования технологии сварки область применения заклёпочных соединений сокращается.

Заклёпочные соединения образуют расклёпыванием стержня заклёпки, вставленные в подготовленные совмещённые отверстия соединяемых деталей. Во избежание электрохимической коррозии материал заклёпок выбирают однородным с материалом соединяемых деталей. Диаметр заклёпок выбирают в зависимости от толщины (δ) соединяемых деталей обычно в пределах $(1,5 \div 2)\delta_{\min}$. Отверстие под заклёпку выполняют сверлением или продавливанием несколько большего размера. При расклёпывании, вследствие пластических деформаций, образуются замыкающая головка, поперечный размер тела заклёпки увеличивается и зазор в отверстии ликвидируется. Заклёпки стягивают соединяемые детали, при этом на поверхности стыка возникают силы трения, передающие часть внешней продольной нагрузки. Клёпку проводят вручную с помощью пневмоинструмента или машинным способом на прессах. Машинная клёпка обеспечивает соединения повышенного качества. Стальные заклёпки диаметром свыше 10 мм устанавливают с предварительным нагревом. В зависимости от назначения и условий работы применяют различные типы заклёпок: с полукруглой, потайной, плоской головками, трубчатые и др.

Заклепка (рис. 3.1, а) представляет собой стержень круглого сечения с головками на концах, одну из которых, называемую закладной, выполняют на заготовке ранее, а вторую, называемую замыкающей, формируют при клепке.

Заклепочные соединения образуют постановкой заклёпок в совмещённые отверстия соединяемых элементов и расклепкой с осаживанием стержня (рис. 3.1, б). Заклепки стяги-

вают соединяемые детали, в результате чего часть или вся внешняя продольная нагрузка на соединения передается силами трения на поверхности стыка.

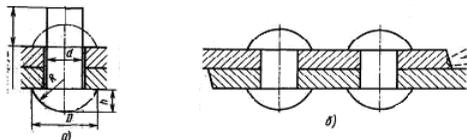


Рис. 3.1. Заклёпка с полукруглыми головками (а) и простейшее заклёпочное соединение (б)

Заклепочные соединения разделяют на:

а) силовые (иначе называемые прочными соединениями), используемые преимущественно в металлических конструкциях машин, в строительных сооружениях;

б) силовые плотные (иначе называемые плотнопрочными соединениями), используемые в котлах и трубах, работающих под давлением.

Преимуществами заклёпочных соединений являются стабильность и контролируемость качества. Недостатки — повышенный расход металла и высокая стоимость, неудобные конструктивные формы в связи с необходимостью наложения одного листа на другой или применения специальных накладок. В настоящее время заклёпочные соединения в большинстве областей вытеснены сварными и этот процесс продолжается.

Клёпку стальными заклёпками диаметром до 8...10 мм, а также заклёпки из латуни, меди и лёгких сплавов всех диаметров производят холодным способом, а остальных заклёпок — горячим способом.

Материал заклёпок должен быть достаточно пластичным для обеспечения возможности формирования головок и однородным с материалом соединяемых деталей во избежание электромеханической коррозии. Стальные заклёпки обычно изготавливают из сталей Ст2, Ст3, 09Г2 и др. Для соединения элементов из сталей повышенного качества целесообразно применять заклёпки из тех же сталей, если возможно по условиям их пластического деформирования. Из лёгких сплавов для заклёпок применяют В65, Д15 и др.

Государственными стандартами предусмотрены следующие виды заклёпок.

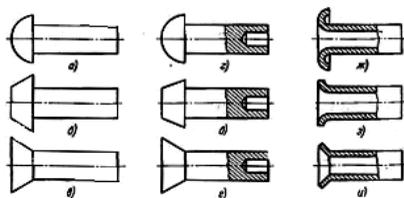


Рис. 3.2. Стандартные стальные заклёпки

Заклёпки со сплошным стержнем: с полукруглой головкой (ГОСТ 10299 – 80* и ГОСТ 14797 – 85, рис. 3.2, а), имеющие основное применение в силовых и плотных швах; с плоской головкой (ГОСТ 14801 – 85, рис. 3.2, б), предназначены для работы в коррозионных средах; с потайной головкой (ГОСТ 10300 – 80*, ГОСТ 14798 – 85, рис. 3.2, в), применяемые при недопустимости выступающих частей, в частности в самолётах; с полупотайной головкой для соединения тонких листов.

Заклёпки полупустотелые (ГОСТ 12641 – 80*, ГОСТ 12643 – 80, рис. 3.2, г, д, е) и пустотелые (ГОСТ 12638—80* — ГОСТ 12640—80*, рис. 3.2, ж, з, и) применяют для соединения тонких листов и неметаллических деталей, не допускающих больших нагрузок.

Заклепки со сплошным стержнем изготавливаются нормальной точности и повышенного качества.

Для увеличения ресурса заклепочных соединений создают радиальный натяг, ресурс при этом увеличивается в 2...4 раза.

Для крепления лопаток некоторых паровых и газовых турбин применяют заклепки, устанавливаемые под развертку и работающие в основном на сдвиг.

Наиболее отработаны конструкции, типаж и технология заклепочных соединений в авиационной промышленности.

Кроме традиционных заклепок применяют:

- Заклепки из стержней с одновременным расклёпыванием обе их головок и образованием гарантированного натяга по цилиндрической поверхности;

- Заклёпки с потайной головкой и компенсатором — местной выпуклостью на головке, деформируемой при клепке и уплотняющей контакт головки;

- Заклёпки для швов с односторонним подходом и с сердечником (рис. 3), который при осевом перемещении распирает заклепку, образуя замыкающую головку, а потом обрывается и фрезеруется для обеспечения гладкой поверхности;

- Взрывная заклёпка того же назначения, у которой замыкающая головка образуется в результате взрыва вещества, заложённого в отверстие заклёпки; взрыв вызывается нагревом закладной головки и стержня.

- Болт-заклёпка в виде стержня, устанавливаемого с натягом, и высокой шайбы; при установке болта гайку зажимают на стержне, имеющем в этом месте кольцевые канавки; потом хвостовую часть стержня обрывают;

- Заклёпка с большим сопротивлением сдвигу в виде твёрдой пустотелой заклёпки с потайной головкой, притягиваемой винтом.

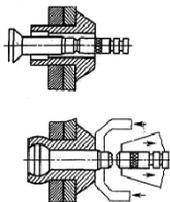


Рис. 3.3. Стержневые заклепки для односторонней клёпки

Заклёпочные соединения по конструкции разделяют на соединения внахлёстку (рис. 3.4, а), соединения с одной накладкой (рис. 3.4, б) и соединения с двумя накладками (рис. 3.4, в).

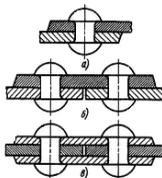


Рис. 3.4. Основные типы заклёпочных соединений

В соединении заклёпки по возможности размещаются таким образом, чтобы соединяемые соединения в результате сверления отверстия ослаблялись возможно меньше. В связи с этим заклёпочные швы выполняются однорядным (рис. 3.5, а) и многорядными (рис. 3.5, б), с рядным и шахматным (рис. 3.5, в) расположением заклёпок.

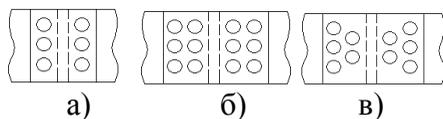


Рис. 3.5. Схемы размещения заклепок

Типовыми примерами силовых заклёпочных соединений могут служить балки, фермы, колонны в существующих строительных сооружениях.

При проектировании металлических конструкций следует предусматривать пересечение осей элементов или осей размещения заклёпок в одной точке, а также не применять в силовых конструкциях полосовых элементов.

Стержневые системы рассчитывают, как фермы, если длины стержней превышают их размеры в плоскости фермы не менее чем в 8...10 раз.

Диаметр заклёпок в односрезных силовых соединениях выбирают равным $(1,8...2)s$, в двухсрезной $(1,2...1,8)s$, где s – толщины соединяемых элементов; большие значения – при малых s .

Минимальный шаг размещения заклёпок определяется удобством заклёпки, максимальный – условиями плотного соприкосновения листов и зависит от жёсткости соединяемых элементов.

Обычно шаг в однорядном односрезном соединении равен $3d$, в двухсрезном $3,5d$, в двухрядных соединениях в 1,5 раза больше (d – диаметр стержня заклёпки).

Расчет заклёпочных соединений

В соответствии с обычными условиями работы заклёпочных соединений основными нагрузками для них являются продольные силы, стремящиеся сдвинуть соединяемые детали одну относительно другой. При нагружении заклёпочного соединения продольными силами (в пределах сил трения на по-

верхностях контакта) нагрузка передаётся силами трения, которые в соединениях горячей клёпкой без чеканки соответствуют условному напряжению заклёпки на срез 80...90 МПа. Затем в работе начинает принимать участие тело заклёпки, подвергаясь изгибу, смятию и сдвигу.

В плотном и точном соединениях необходимо, чтобы вся внешняя нагрузка во избежание местных сдвигов воспринималась силами трения.

Расчёт заклёпок в соединении, находящемся под действием продольной нагрузки, сводится по формуле к расчету их на срез. Трение в стыке учитывают при выборе допускаемых напряжений среза. При центральном действии нагрузки предполагается равномерное распределение сил между заклёпками.

На основные размеры заклёпочных соединений выработаны нормы, которые рекомендуют выбирать основные параметры (диаметр, шаг, число заклёпок и др.) заклёпочных соединений. Если соединение спроектировано с помощью таких норм, то расчёт на прочность носит проверочный характер.

Расчёты основаны на следующих допущениях:

- а) нагрузка на соединение распределяется между всеми заклёпками равномерно;
- б) силы трения между соединяемыми элементами не учитываются;
- в) напряжения смятия в каждой точке контакта заклёпки и детали по величине одинаковы.

Условия прочности записываются в следующем виде:

$$\text{Заклёпок на срез } \tau = \frac{P}{F_{cp}} = \frac{4P}{z \cdot i \cdot \pi \cdot d_0^2} \leq [\tau];$$

$$\text{Заклёпок на смятие } \sigma_{cm} = \frac{P}{F_{cp}} = \frac{P}{z \cdot d_0 \cdot \delta_{min}} \leq [\sigma]_{cm};$$

$$\text{Соединяемых деталей на растяжение } \sigma = \frac{P}{F_n} \leq [\sigma];$$

$$\text{На срез края листа } \tau = \frac{P}{F'_{cp}} = \frac{P}{z \cdot 2(e - 0.5d_0)\delta} \leq [\tau],$$

где P - нагрузка на соединение;

z - число заклёпок;

i - число плоскостей среза одной заклёпки;

d_0 - диаметр отверстия под заклёпку;

F_n - площадь сечения листа, ослабленная отверстиями под заклёпки;
 δ - толщина соединяемых деталей;
 e - расстояние от края листа до линии центров первого ряда заклепок.

Диаметр d_0 принять: $d_0 = d + 1$ мм, где d – диаметр заклепки.

Ослабление листа отверстия под заклёпки характеризуется ко-

$$\text{эффициентом: } \varphi = \frac{\sigma'}{\sigma} = \frac{(b - z \cdot d_0)}{b}$$

где σ' - напряжение в ослабленном сечении;

b - ширина листа.

Допускаемые напряжения для материала заклёпок при статическом нагружении приведены в табл.3.1.

Таблица 3.1

Допускаемые напряжения на срез и смятие, МПа

Обработка отверстий	Вид напряжения	Материал			
		Ст.0, Ст.2	Ст.3	Л 62	Д18П
Сверление Продавливание	Срез [τ]	140	140	33	50
		100	100	33	50
Сверление Продавливание	Смятие [σ] _{см}	280	320	210	240
		240	280	200	240

Порядок выполнения работы:

1. Выполнить эскиз образца заклёпочного соединения в 2-х проекциях и указать опасные сечения.
2. Описать образец соединения и каждый составной элемент.
3. Снять размеры элементов соединения.
4. Выбрать материал соединяемых деталей образца (по указанию преподавателя).
5. По табл. 1 выбрать допускаемые напряжения материала заклёпок.
6. Из условия прочности определить допускаемую растягивающую нагрузку на образец.

7. Определить коэффициент ослабления соединяемых листов.
8. Как следует изменить конструкцию соединения с целью увеличения коэффициента φ ? Выполнить эскиз такого соединения.

Контрольные вопросы:

1. Назовите основные виды заклёпочных соединений.
2. Назовите достоинства и недостатки заклёпочных соединений.
3. Назовите основные виды стальных заклепок.
4. Назовите правила конструирования заклёпочных конструкций.
5. Какие операции включает в себя процесс клепки.
6. Как подобрать необходимую длину заклёпки?
7. Какие существуют способы постановки заклёпок?
8. Как рассчитывают заклёпки на прочность?
9. Как рассчитывают на прочность соединяемые элементы?

Лабораторная работа № 4

СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Цель работы: для имеющегося в наличии сварного соединения с известным размерам сварного шва, зная направление действующих сил и моментов, определить предельно допустимые нагрузки для данного соединения.

Общие сведения

Сварные соединения в настоящее время представляют собой основной тип неразъемных соединений в машиностроении.

Из всех способов сварки наибольшее распространение получила электродуговая, в результате которой около свариваемых мест образуется электрическая дуга, расплавляющая металл. Различают автоматическую сварку под слоем флюса и ручную сварку.

Автоматическая дуговая сварка экономична, высокопроизводительная и даёт хорошее качество шва, применяется в

крупносерийном и массовом производстве для конструкций с длинными швами.

Ручная сварка применяется для сваривания конструкции короткими швам в труднодоступных местах, а также в индивидуальном производстве. При этом качество шва зависит от квалификации сварщика.

Для дуговой сварки применяют электроды с различной обмазкой, которые маркируют по ГОСТ 9467-75. Для сварки конструкционных сталей рекомендуют электроды: Э42, Э42А, Э50, Э50А, Э55 и др. Число после буквы Э обозначает минимальный гарантируемый предел прочности металла шва в кгс/мм². Буква А обозначает гарантируемое получение повышенных пластических свойств металла шва. Для неотверженных швов применяют электроды марки: Э34 с тонирующим покрытием (мел).

Преимуществами сварных соединений по сравнению с заклёпочными являются экономия металла, отсутствие отверстий, ослабляющих рабочее сечение, меньшая масса соединяемых элементов и возможность широкого применения стыковых швов, не требующих дополнительных элементов в качестве накладок. Экономия металла при этом составляет от 10 до 20%. Применение сварки помогает снизить трудоёмкость работ, исключить операции разметки и сверления (пробивки) отверстий.

Применение сварных конструкций вместо литых даёт снижение металлоёмкости до 40-50 % и особенно выгодно при единичном производстве, так как нет необходимости изготавливать дорогостоящие модели под отливку. Сварка позволяет получать плотные и герметичные соединения.

К недостаткам сварных соединений относятся термическая деформация деталей из-за неравномерности нагрева в процессе сварки, невозможность сварить детали из тугоплавких и несвариваемых материалов, недостаточная надёжность при значительных вибрационных и ударных нагрузках, недостаточная стабильность качества шва при ручной сварке.

Условные изображения и обозначение швов сварных соединений установлены ГОСТ 2.312-72. По конструктивным при-

знакам различают сварные соединения стыковые, нахлесточные, угловые и тавровые.

Сварка – технологический процесс получения неразъемных соединений материалов посредством установления межатомных связей между свариваемыми частями при их местном или пластическом деформировании, или совместным действием того и другого. Сваркой соединяют однородные и разнородные металлы и их сплавы, металлы с некоторыми неметаллическими материалами (керамикой, графитом, стеклом и др.), а также пластмассы.

Сварка – экономически выгодный и в значительной степени механизированный технологический процесс, широко применяемый практически во всех отраслях машиностроения.

Физическая сущность процесса сварки заключается в образовании прочных связей между атомами и молекулами на соединяемых поверхностях заготовок. Для образования соединений необходимо выполнение следующих условий: освобождение свариваемых поверхностей от загрязнений, оксидов и адсорбированных на них инородных атомов; энергетическая активация поверхностных атомов, облегчающая их взаимодействие друг с другом; сближение свариваемых поверхностей на расстояния, сопоставимые с межатомным расстоянием в свариваемых заготовках.

Свариваемость – свойство металла или сочетания металлов образовывать при установленной технологии сварки соединение, отвечающее требованиям, обусловленным конструкцией и эксплуатацией изделия.

Сварные соединения являются наиболее совершенными неразъемными соединениями, так как лучше других приближают составные детали к целым и позволяют изготавливать детали неограниченных размеров. Прочность сварных соединений при статистических и ударных нагрузках доведена до прочности деталей из целого материала. Освоена сварка всех конструкционных сталей, включая высоколегированные, цветных сплавов и пластмасс.

Применение стыковых соединений, как наиболее близких к целым деталям, расширяется, а применение нахлесточных — сокращается.

Применение сварных конструкций обеспечивает существенную экономию металла по сравнению с клепаными и литыми. Экономия металла по сравнению с клепаными конструкциями получается в основном ввиду:

а) полного использования рабочих сечений соединяемых элементов без ослабления их отверстиями для заклепок;

б) возможности непосредственного соединения элементов без вспомогательных деталей (накладок).

Общая экономия металла составляет в среднем 15...20 %.

Экономия металла по сравнению с литыми конструкциями достигается благодаря:

а) более высоким механическим свойствам материалов и меньшим остаточным напряжениям;

б) более тонким стенкам;

в) меньшим припуском на механическую обработку.

Сварные стальные конструкции легче чугуновых литых, на величины до 50 %, а стальных литых—до 30%. Для сварки характерны высокие экономические показатели: малая трудоемкость процесса, относительно низкая стоимость оборудования, возможность автоматизации и т. д. Относительно низкая стоимость сварочного оборудования определяется тем, что оно не связано с использованием больших сил (как кузнечно-прессовое оборудование) и с необходимостью плавления большого количества металла (как литейное производство).

Общим исходным условием проектирования сварных соединений является условие равнопрочности шва и соединяемых элементов.

Расчет сварных соединений

Стыковые соединения (рис. 4.1) – наиболее простые и надёжные. В зависимости от толщины свариваемых встык деталей производят различную подготовку кромок (рис. 4.1, а), а при толщине до 8 мм сварку производят без специальной под-

готовки кромок. Автоматическая сварка под флюсом позволяет увеличить предельные толщины листов, свариваемых без подготовки кромок, примерно, в два раза, а угол скоса кромок уменьшить до $30-35^{\circ}$. Этот вид сварного соединения выполняется при помощи стыкового шва.

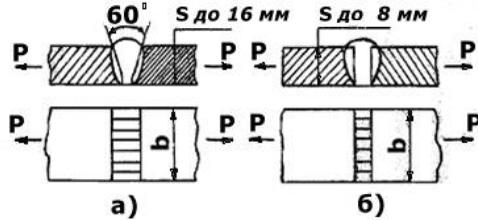


Рис. 4.1. Стыковые соединения

Соединение внахлёт (рис. 4.2) выполняется при помощи угловых (валиковых) швов. В зависимости от расположения шва по отношению к действующему усилию различают следующие угловые швы: лобовые, перпендикулярные действующему усилию (рис. 4.2, а, б, в); фланговые, параллельные действующему усилию (рис. 4.2, г) и комбинированные, состоящие из лобовых, фланговых и наклонных швов.

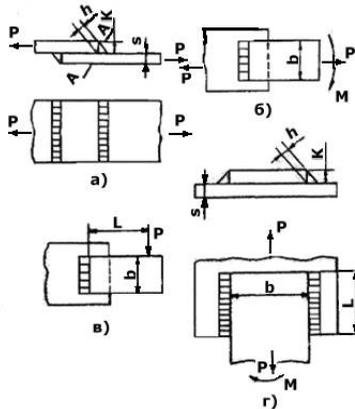


Рис. 4.2. Соединения внахлест

Соединения втавр применяется для элементов, расположенных во взаимно-перпендикулярных плоскостях. При малой толщине листа сварку производят без скоса кромок угловым швом (рис. 4.3, а). При толщине листа 4 – 26 мм делают односторонний скос, а при толщине листа 12 – 60 мм – двусторонний скос (рис. 4.3, б) и варят стыковым швом.

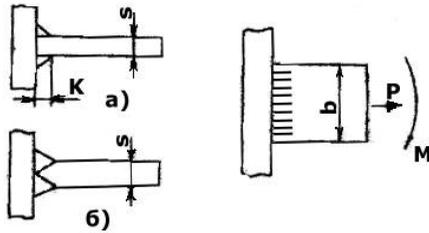


Рис. 4.3. Соединение втавр

Стыковой шов (рис. 4.1) рассчитывается на растяжение (сжатие) по формуле

$$\sigma = \frac{p}{F_{ш}} \leq [\sigma]',$$

где $F_{ш}$ – площадь поперечного сечения шва, $F_{ш} \approx b \cdot S$

Принимаем, что высота шва равна толщине листа S ,

$[\sigma]'$ - допускаемое напряжение на растяжение материала шва.

Расчёт прочности лобовых швов производится на срез по критическому сечению А-А, проходящую через биссектрису прямого угла со стороной $K=S$. Для двух лобовых валиковых швов (рис. 4.2, а):

$$\tau = \frac{p}{2bh} \leq [\tau]',$$

где h – высота валикового шва, $h \approx 0.7K$

$[\tau]'$ - допускаемое напряжение для сварного шва.

Для валикового шва, нагруженного силой P и моментом M (рис. 4.2, б), расчётное срезающее напряжение определяется:

$$\tau = \frac{P}{hb} \pm \frac{6M}{hb^2} \leq [\tau]$$

Валиковый шов (рис. 4.2 в), на который действует изгибающий момент $M=PL$ и срезающая сила P , рассчитывается по формуле

$$\tau = \sqrt{\left(\frac{P}{hb}\right)^2 + \left(\frac{6PL}{hb^2}\right)^2} \leq [\tau]$$

Условие прочности **флангового шва** (рис. 4.2 г):

$$\tau = \frac{P}{2lh} + \frac{M}{h^2b} \leq [\tau]$$

основной нагрузкой для соединения втавр являются изгибающий или крутящий моменты. При нагрузке (рис. 4.3) прочность соединения определяется по следующим выражениям:

- для стыкового шва (рис. 4.3, а): $\sigma = \frac{6M}{Sb^2} + \frac{P}{Sb} \leq [\sigma]$;

- для валиковых швов (рис. 4.3, б): $\tau = \frac{6M}{2hb^2} + \frac{P}{2hb} \leq [\tau]$

Порядок выполнения работы:

1. Снять эскиз с предлагаемого сварного соединения. Определить вид и тип шва. Замерить размеры соединяемых деталей и сварного шва.

2. Задаться материалами свариваемых деталей (по указанию преподавателя) и выписать из табл. 4.1 механические характеристики этих материалов: σ_s - предел прочности и σ_T - предел текучести.

Определить допускаемые напряжения на растяжение $[\sigma]$ для основного металла соединяемых элементов (табл. 4.2)

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_1 \cdot n_2 \cdot n_3}$$

где n_1 – коэффициент, учитывающий точность определения действующих на деталь усилий и напряжений, а также точность расчётных схем, $n_1 = 1 - 1,5$.

n_2 - коэффициент, учитывающий однородность материала и качество технологии изготовления детали – определяется по табл. 3;

n_3 - коэффициент, учитывающий повышение запаса прочности для ответственной детали с целью увеличения срока службы и надёжность её в условиях эксплуатации, $n_3 = 1-1,5$.

По табл. 4.3 определить допускаемые напряжения для сварных швов: $[\sigma]'$ - при растяжении; $[\sigma]'$ _{сж} - при сжатии; $[\tau]'$ - при срезе.

3. по указанию преподавателя принять расчётную схему сил, действующих на сварное соединение (схемы сил на рис. 4.1, 4.2, 4.3). По формулам определить предельные нагрузки и моменты для данного сварного соединения.

Таблица 4.1
Механические характеристики сталей

Параметр	Марка стали								
	Ст.1	Ст.3	Ст.5	35	45	65	60Г	20Х	45Х
Предел прочности σ_a , МПа	320-400	400-500	500-620	560-660	640-760	760-880	820-940	800	1050
Предел текучести σ_T , МПа	180	230-250	270-290	320	360	430	440	600	850

Таблица 4.2
Выбор коэффициента n_2 по отношению $\frac{\sigma_T}{\sigma_s}$

Отношение $\frac{\sigma_T}{\sigma_s}$	0,45... 0,55	0,55... 0,7	0,7... 0,9
Коэффициент n_2	1,2... 1,5	1,4... 1,8	1,7... 1,9

Таблица 4.3

Допускаемые напряжения для сварных швов при статической нагрузке

Вид напряжения	Методы сварки			
	Ручная сварка электродами			Автоматическая под слоем флюса
	Э34	Э42	Э42А	
$[\sigma]'$	$0,75[\sigma]$	$0,9[\sigma]$	$[\sigma]$	$[\sigma]$
$[\sigma]'_{сж}$	$0,6[\sigma]$	$0,8[\sigma]$	$0,9[\sigma]$	$[\sigma]$
$[\tau]'$	$0,5[\sigma]$	$0,6[\sigma]$	$0,65[\sigma]$	$0,7[\sigma]$

Контрольные вопросы:

1. Назовите основные виды сварных соединений по взаимному положению соединяемых деталей.
2. Назовите виды сварных швов.
3. Как для сварки подготавливают коронки соединяемых элементов?
4. Назовите преимущества сварных соединений по сравнению с заклепочными.
5. Назовите недостатки сварных соединений.
6. В чем заключается физическая сущность процесса сварки?
7. Какие различают способы дуговой сварки.
8. В каких случаях применяют аргонодуговую сварку?
9. По каким признакам классифицируются электроды?
10. Назовите три класса сварки, и охарактеризуйте каждый из них.
11. Как рассчитывают на прочность стыковые сварные швы?
12. Как рассчитывают на прочность угловые сварные швы?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие / А.Е. Шейнблит. – Калининград: Янтар. сказ., 2005. – 456 с.
2. Роцин Г.И. Детали машин и основы конструирования: учеб. пособие для вузов / Г.И. Роцин, Е.А. Самойлов, Н.А. Алексеев и др. – М.: Дрофа, 2006. – 415 с.
3. Гулиа, Н.В. и др. Детали машин: учебник / Н.В. Гулиа, В.Г. Клоков, С.А. Юрков. – 2-е изд. испр. – СПб. Издательство «Лань», 2010. – 416 с.
4. Андриенко, Л. А. и др. Детали машин: учебник для вузов / Л. А. Андриенко, Б. А. Байков И. К. Ганулич; под ред. О. А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 544 с. – Серия: Механика в техническом университете; Т. 8).
5. Иванов, М. Н. Детали машин: учебник для студентов вузов / М. Н. Иванов; под ред. В. А. Финогенова. – 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 2000. – 383 с.
6. Нилов, В. А. и др. Детали машин и основы конструирования: расчетно-графический практикум: учеб. пособие / В.А. Нилов, Р.А. Жилин, О.К. Битюцких, А.В. Демидов. – Старый Оскол: изд-во ООО «Тонкие наукоемкие технологии», 2019. – 136 с.
7. Демидов, А.В. Основы конструирования деталей машин: учеб. пособие / А.В. Демидов. – Воронеж: ГОУВПО «ВГТУ», 2008. – 183 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Ведение.....	3
Порядок выполнения лабораторных работ и правила безопасности.....	4
Лабораторная работа № 1. Исследование механиче- ского привода технологического оборудования.....	5
Лабораторная работа № 2. Изучение конструкции цилиндрического зубчатого редуктора.....	10
Лабораторная работа № 3. Заклепочные соединения	21
Лабораторная работа № 4. Сварные соединения.....	30
Библиографический список.....	39

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению лабораторных работ
для студентов направления подготовки бакалавров
15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств» (все профили)
очной и заочной форм обучения

Составитель

Демидов Алексей Владимирович

В авторской редакции

Компьютерный набор А. В. Демидова

Подписано к изданию 31.05.2022.

Уч.-изд. л. 2,2.

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический
университет»

394006 Воронеж, ул. 20-летия Октября, 84