

Оглавление

Введение.....	3
1 Общие сведения.....	4
1.1 Виды современных мотор-редукторов.....	4
1.2 Технический уровень современных мотор-редукторов ...	6
1.3 Передаточные числа и КПД современных мотор-редукторов.....	7
2 Соединения валов двигателя и редуктора	10
2.1 Соединение «вал в вал»	13
2.2 Соединение компенсирующей муфтой. Клеммовые соединения	17
2.3 Соединение шестерней	28
2.4 Соединение клиноременной передачей	32
3 Конструкция мотор-редукторов.....	36
3.1 Способы сборки.....	36
3.2 Смазывание	46
3.3 Подшипниковые узлы.....	50
3.3.1 Конструктивные схемы подшипниковых узлов консольно нагруженных валов	50
3.3.2 Передача осевых сил от вала на корпус	54
3.3.3 Осевой зазор в подшипниках регулируемых типов.....	56
3.3.4 Подшипники тихоходного вала мотор-редуктора ...	59
3.3.5 Опорно-поворотные подшипники в мотор-редукторах.....	61
3.4 Резьбовые соединения	66
3.5 Предотвращение самоотвинчивания в резьбовых соединениях	69
3.6 Шпоночные соединения	71
3.7 Корпуса мотор-редукторов и их унификация	74
3.8 Самодействующие муфты	79
4 Соединение редуктора и рабочего органа	87
4.1 Виды соединений	87
4.2 Насадное исполнение мотор-редукторов.....	88
5 Электродвигатели.....	93

6 Период приработки	95
Приложение А. Жидкие смазочные материалы мотор-редукторов.....	96
Приложение Б. Клеевые соединения.....	98
Приложение В. Реакции в опорах при использовании соединения «вал в вал»	107
Приложение Г. Расчет клеммового соединения.....	115
Приложение Д. Расчет зубчатой цилиндрической передачи соединения двигателя и редуктора шестерней.....	117
Приложение Е. Расчет опорно-поворотных подшипников....	122
Приложение Ж. Уточненный расчет резьбовых соединений	127
Приложение И. Расчет фрикционной предохранительной муфты, устанавливаемой на быстроходном валу редуктора .	134
Приложение К. Расчет муфты свободного хода	137
Приложение Л. Расчет фрикционного соединения насадной мотор-редуктор - приводной вал	139
Литература	142

[Оглавление](#)

Введение

В настоящее время конструирование мотор-редукторов у нас в стране производится по справочникам, учебным пособиям и атласам, составленным на основе анализа конструктивных исполнений и работоспособности серийно изготавливаемых в стране мотор-редукторов. Чтобы разрабатывать мотор-редукторы значительно меньшей относительной массы, конкурентоспособные на мировом рынке, необходимо существующие в стране методы конструирования дополнить новыми, основанными на учете результатов анализа методов проектирования зарубежных мотор-редукторов. Выполнению этой задачи предназначено данное учебное пособие.

В основной части пособия изложены разработанные авторами дополнения к методам конструирования, описанным в отечественной литературе. В приложениях помещены новые расчеты, а также некоторые справочные данные, дополняющие опубликованные в России. Следует отметить, что авторы сознательно, чтобы не усложнять освоение конструирования современных мотор-редукторов, привели расчеты в форме, принятой в существующей учебной литературе, которая не учитывает контактную податливость стыков. Более точные расчеты неподвижных соединений деталей машин, учитывающие контактную податливость, изложены в наших работах [20] и др.

[Оглавление](#)

1 Общие сведения

1.1 Виды современных мотор-редукторов

В настоящее время находят широкое распространение [18] зубчатые цилиндрические, конические и планетарные, а также червячные и волновые мотор-редукторы. Реже применяют цевочные и спироидные.

Отметим, что отечественные планетарные мотор-редукторы пока изготавливают с прямозубым зацеплением, так как в стране нет станков для нарезания внутренних косых зубьев эпицикла, в то время как на Западе [фирма Alpha (Германия) и др.] выпускаются как прямозубые, так и косозубые, обеспечивающие повышенную точность, планетарные передачи.

Встречаются исполнения корпусов редукторов: **на лапах** (рис. 1.1, *а*), в котором соединение с приводным валом осуществляется муфтой, цепной или ременной передачей; **с фланцем на выходе** (рис. 1.1, *б*), в котором предусматривается центрирование соединяемых валов мотор-редуктора и приводного с помощью буртика на фланце; **насадное** (рис. 1.1, *в*) с полым выходным валом, насаживаемым на входной конец приводного вала, при этом мотор-редуктор снабжается реактивным рычагом (или реактивной тягой), соединяемым шарнирно с рамой и воспринимающим реактивный момент, возникающий при работе мотор-редуктора.

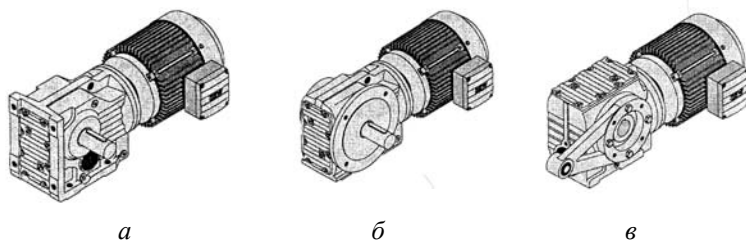


Рис. 1.1

Различают 6 монтажных позиций (рис. 1.2) мотор-редукторов. Позиция 1, в которой опорная поверхность мотор-редуктора расположена снизу, является основной. На позициях 2, 4, 5, 6 эта поверхность расположена сбоку, а на позиции 3 сверху. В зависимости от монтажной позиции переставляют места на редукторе воздушный клапан (сапун), пробки сливного и контролирующего уровень жидкого смазочного материала отверстий, а также изменяют количество жидкого смазочного материала, заливаемого в редуктор. Чтобы мотор-редуктор допускал установку в различных монтажных позициях, в редукторе обычно предусматривают количество пробок, большее трех.

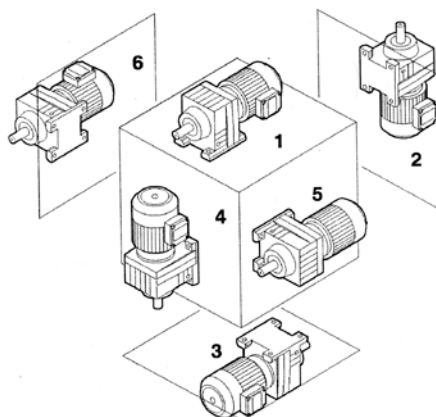


Рис. 1.2

[Оглавление](#)

1.2 Технический уровень современных мотор-редукторов

Одним из основных критериев технического уровня мотор-редуктора служит относительная масса $\gamma_{\text{отн}} = m/T$, где m – масса; T – вращающий момент на выходном валу [30].

Нами произведено сопоставление по техническому уровню редукторов, предназначенных для встраивания в мотор-редукторы. Результаты этого сопоставления редукторов отечественного и зарубежного изготовления (рассматриваемое исполнение – редуктор на лапах) сведены в табл. 1.1. Из анализа таблицы следует, что относительная масса зарубежных редукторов в среднем в два раза меньше редукторов отечественного производства.

Таблица 1.1
Достигнутые значения технического уровня редуктора

Тип	Типоразмеры отечественного редуктора	$\gamma_{\text{отн}}$, кг/(Н·м)	Страна, фирма-изготовитель, типоразмеры зарубежного редуктора	$\gamma_{\text{отн}}$, кг/(Н·м)
Червячный	Ч-80÷Ч-160	0,071÷0,106	Великобритания, Challenge, SMRV 030 ÷ SMRV 150	0,027÷0,050
Зубчатый цилиндрический двухступенчатый соосный	Ц-63÷Ц-100	0,065÷0,120	Великобритания и Италия, Renold и Innovari, P202 ÷ P602	0,031÷0,038* 0,046÷0,049**
Волновой	МВз-80÷МВз-160	0,053÷0,066	Германия, Harmonic Drive AG, CSF-5-14-05-1U-CC ÷ CSF-5-14-14-1U-CC	0,012÷0,019

Материал корпуса: * – алюминий, ** – чугун

[Оглавление](#)

В то время как у нас в стране налажен серийный выпуск только одно и двухступенчатых цилиндрических мотор-редукторов, за рубежом выпускают трехступенчатые цилиндрические и коническо-цилиндрические мотор-редукторы, передаточное число которых в ≈ 10 раз больше, а относительная масса редукторов мало отличается от двухступенчатых. Так, например, в зубчатых цилиндрических трехступенчатых редукторах P203÷P603 фирм Renold и Innpovar $\gamma_{\text{отн}} = 0,032 \div 0,051$. Для создания соответствующего вращающего момента на выходе такого редуктора требуется двигатель соответственно в ≈ 10 раз меньшей мощности по сравнению с двухступенчатым редуктором. Естественно масса такого двигателя оказывается меньшей, что существенно снижает относительную массу трехступенчатых мотор-редукторов по сравнению с двухступенчатыми.

1.3 Передаточные числа и КПД современных мотор-редукторов

Передаточное число u мотор-редуктора равно произведению передаточных чисел k его ступеней

$$u = u_1 \dots u_i \dots u_k,$$

где u_i – передаточное число i -й ступени.

Максимальные величины передаточных чисел $u_{\text{max}i}$ ступеней мотор-редуктора приведены в табл. 1.2.

Коэффициент η полезного действия (КПД), как известно, есть отношение полезной работы к затраченной. КПД мотор-редуктора равен произведению КПД $\eta = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_i \dots \eta_k$ его k ступеней, где η_i – КПД i -й ступени. Величины η_i ступеней редуктора приведены в табл. 1.3

[Оглавление](#)

Таблица 1.2

Максимальные величины передаточных чисел $u_{\max i}$ ступеней
мотор-редуктора

Ступень	$u_{\max i}$
Зубчатая цилиндрическая: промежуточная и тихоходная	6,3
быстроходная	12,5
Коническая зубчатая	6,3
Планетарная с одновенцовыми сателлитами	8,5÷10
Червячная	100
Волновая одноступенчатая	80÷150
Цевочная	71
Спироидная	72

Таблица 1.3

КПД ступеней редуктора

Ступень	η_i
Зубчатая цилиндрическая при скорости до 12 м/с	0,98÷0,985*
Зубчатая цилиндрическая при скорости от 12 до 25 м/с	0,99*
Коническая зубчатая при скорости до 12 м/с	0,97÷0,98*
Коническая зубчатая при скорости от 12 до 25 м/с	0,98*
Планетарная с одновенцовыми сателлитами	0,92÷0,99*
Быстроходная зубчатая цилиндрическая или коническая при смазке подшипников пластичным смазочным материалом	0,93÷0,95
Червячная	0,38÷0,92**
Волновая	0,85÷0,9
Цевочная	0,80÷0,92
Спироидная	0,9

* – По данным работы [25].

** – Диапазон изменения КПД указан для случая [18], когда венец червячного колеса изготовлен из бронзы (наиболее распространенный случай). КПД червячных передач повышается с уменьшением передаточного числа ступени, так как увеличивается угол наклона винтовой линии червяка, и увеличением размера передачи, то есть с возрастанием скорости скольжения. Наибольшие значения КПД достигнуты при использовании в качестве жидкого смазочного материала

[Оглавление](#)

Иванов А.С., Муркин С.В. «Конструирование современных мотор-редукторов»

синтетического масла на полигликолевой основе (см. раздел 3.2 и приложение А).

Контрольные вопросы

1. Какой параметр служит основным критерием технического уровня мотор-редукторов?
2. Какое передаточное число достигнуто в быстроходной цилиндрической ступени мотор-редукторов?

[Оглавление](#)

Иванов А.С., Муркин С.В. «Конструирование современных мотор-редукторов»

2 Соединения валов двигателя и редуктора

Возможные способы соединения двигателя и цилиндрического, коническо-цилиндрического, а также червячного редукторов представлены [12] на рис. 2.1, где *а, д, и* – соединения «вал в вал», *б, е, к* – соединения компенсирующей муфтой, *в, ж, л* – соединения шестерней, *г, з, м* – соединение клиноременной передачей.

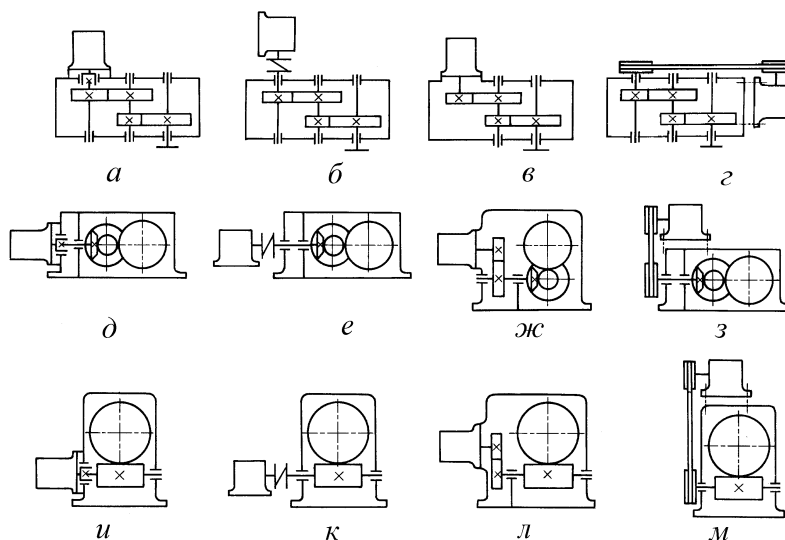


Рис. 2.1

Соединение «вал в вал» используют: при стремлении к уменьшению габаритных размеров и массы; при необходимости жесткого соединения для получения точного позиционирования и точной скорости перемещений; при стремлении к уменьшению приведенного момента инерции

[Оглавление](#)

привода. Это соединение компактно, но чрезвычайно чувствительно к погрешностям изготовления и сборки привода. С увеличением этих погрешностей возрастают силы в опорах соединяемых валов двигателя и редуктора, а также возникает возможность возникновения фреттинга в соединении. Как известно, фреттинг неподвижных соединений – это разновидность повреждений, которые возникают, когда две поверхности, соприкасающиеся и номинально неподвижные по отношению друг к другу, испытывают локальные небольшие периодические относительные смещения.

При соединении валов двигателя и редуктора с использованием компенсирующей муфты удастся скомпенсировать достаточно большие погрешности сборки привода. При этом несколько увеличивается размер привода по длине. Консольная радиальная нагрузка на соединяемые валы приближенно составляет 0,2 от окружной силы на муфте.

Если валы двигателя и редуктора соединить шестерней, то габаритный размер червячного или коническо-цилиндрического мотор-редуктора незначительно увеличивается по длине. В этом случае мотор-редуктор становится соответственно цилиндро-червячным или цилиндро-коническо-цилиндрическим. Соединяемые валы нагружаются силами, действующими на зубья шестерни.

Соединение с использованием клиноременной передачи увеличивает габаритный размер мотор-редуктора по высоте. Нагрузка на соединяемые валы определяется консольной радиальной силой предварительного натяжения ремней.

Сравнительный анализ (рис. 2.2 [22]) степени распространенности различных соединений валов двигателя и

редуктора в мотор-редукторах общепромышленного применения 72 фирм 17 стран показал, что три вида соединений: «вал в вал» (белая заливка), компенсирующей муфтой (черная заливка), с использованием зубчатой передачи (серая заливка) – достаточно распространены в современных мотор-редукторах, изготавливаемых как в странах Запада, так и в России. Соединения ременной передачей в этот анализ не вошли, поскольку они находят применение только у некоторых фирм-изготовителей [Browning (США), SEW (Германия), Sumitomo (Япония) и др.] мотор-редукторов.

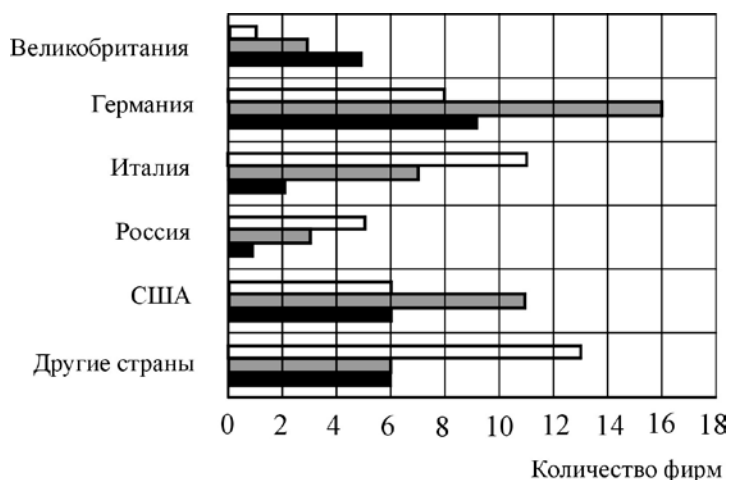


Рис. 2.2

Соединение «вал в вал» использует фирма Bockwoldt (Германия) в цилиндро-коническо-цилиндрическом мотор-редукторе. Фирмы Rotor (Нидерланды), Renold (Великобритания), Innovari (Италия) применяет такое соединение в одно-, двух- и трехступенчатых цилиндрических зубчатых мотор-редукторах. Соединение муфтой характерно

[Оглавление](#)

для мотор-редукторов фирм Stöber, Bauer (Германия) и др. Его выполняют с использованием зубчатой муфты, муфты со звездочкой, МУВП и др. Соединение шестерней распространено в Германии (фирмы SEW, Bauer, Nord), Великобритании (фирма Renold), США (фирма Baldor Dodge), Италии (фирмы Innovari, Rossi) и др. странах.

2.1 Соединение «вал в вал»

В мотор-редукторах применяют три вида соединения «вал в вал»: 1) как вал двигателя так и вал редуктора установлены на двух опорах, вращающий момент передает шпоночное соединение; 2) как вал двигателя так и вал редуктора установлены на двух опорах, вращающий момент передают короткие шлицы; 3) вал двигателя установлен на двух опорах, а входной вал редуктора – на одной, вращающий момент передается соединением с натягом, создающимся затяжкой винтов клеммового соединения.

На рис. 2.3 представлены эти виды соединений применительно к цилиндро-коническо-цилиндрическому мотор-редуктору: первый (а) – мотор-редуктор фирмы Pujol Muntala (Испания); второй (б) – мотор-редуктор фирмы ZAE (Германия); третий (в) – мотор-редуктор фирмы Bauer (Германия). Первый вид соединения также применяют фирмы GFC и Bockwoldt (Германия), Renold (Великобритания), Rossi (Италия), ООО «Можга-редуктор», ОАО «Редуктор» г. Барыш, ОАО «Редуктор» г. Ижевск (Россия) и др. Соединение второго вида, кроме того, распространено среди фирм Swedrive (Швеция), Bonfiglioli (Италия) и др. Третий вид соединения также используют фирмы КЕВ (Великобритания) и др.

[Оглавление](#)

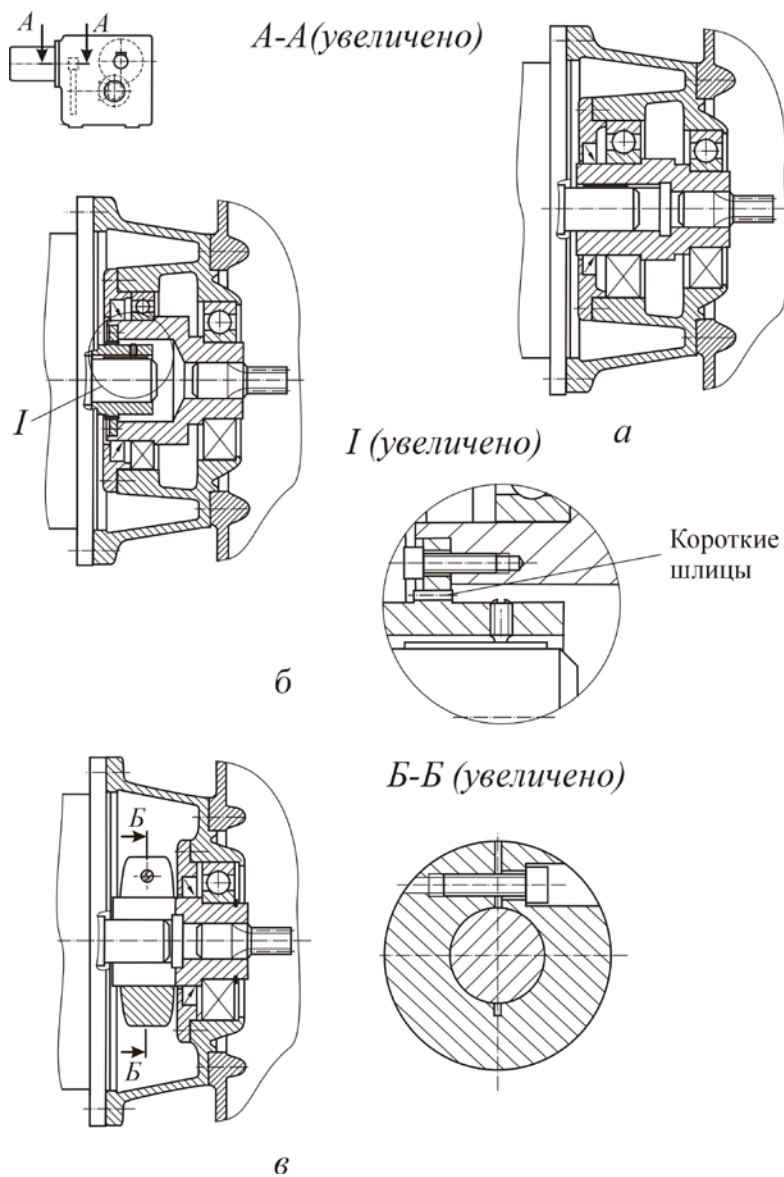


Рис. 2.3

[Оглавление](#)

Пример соединения третьего вида применительно к планетарному мотор-редуктору фирмы ZF (Германия) приведен на рис. 2.4 (двигатель на рисунке не показан).

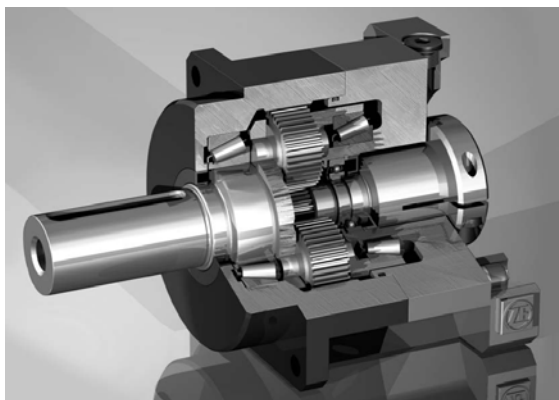


Рис. 2.4

Как известно, стержень, закрепленный в одной опоре (рис. 2.5, *а*), образует механизм. Чтобы стержень зафиксировать в пространстве, достаточно его установить на двух опорах (рис. 2.5, *б*). Если число опор увеличить, то система становится статически неопределимой и для определения реакций в опорах необходимо кроме уравнений равновесия, составлять условия совместности перемещений. Когда валы несоосны или имеется их перекос, опоры, расположенные вблизи соединения, оказываются нагруженными силами, которые могут превосходить реакции в опорах от рабочего процесса. Четырехопорный вал без шарнира (рис. 2.5, *в*) – это расчетная схема соединения «вал в вал» первого вида, четырехопорный вал с шарниром

[Оглавление](#)

(рис. 2.5, з) – расчетная схема соединения «вал в вал» второго вида, трехопорный вал (рис. 2.5, д) – расчетная схема соединения «вал в вал» третьего вида.

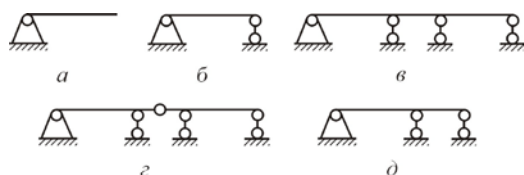


Рис. 2.5

Так как соединение «вал в вал» образует статически неопределимую расчетную схему соединяемых валов, то погрешности изготовления и сборки могут привести к возникновению значительных сил в опорах. Чтобы ограничить величины этих сил, необходимо учесть взаимосвязь реакций в опорах с погрешностями расположения поверхностей деталей, изгибной жесткостью валов, контактной жесткостью подшипников, радиальными зазорами в подшипниках и назначать допуски расположения из расчета рассматриваемой статически неопределимой системы.

Кроме увеличения реакций в опорах, снижающего ресурс подшипников, в соединении «вал в вал» возможно возникновение фреттинга в сопряжении контактирующих поверхностей выходного конца вала двигателя и отверстия в вале редуктора. Чтобы исключить появление фреттинга, фирма SEW (Германия) рекомендует при сборке наносить на контактирующие поверхности противозадирную пасту NOCO, итальянские фирмы – пасту «Klüberpaste-46MR401», фирма

Henkel – противозадирный состав Loctite 8009 (подробнее см. приложение Б).

Методика расчета реакций в опорах при использовании соединения «вал в вал» и пример расчета приведены в приложении В. Учитывая вышесказанное и результаты этого расчета, делаем выводы:

При соединении «вал в вал» в опорах двигателя и редуктора, близких к соединению, возникают значительные радиальные силы, вызванные погрешностями расположения поверхностей. Эти силы при работе мотор-редуктора складываются с реакциями в опорах, возникающими от рабочего процесса, и способны снизить ресурс подшипников. Поэтому детали двигателя и редуктора требует повышенной точности изготовления. Желательно, чтобы подшипники опор, ближайших к соединению, имели радиальный зазор.

В ответственных случаях соединение следует рассчитывать по методике приложения В, назначая допуски расположения поверхностей из условия уменьшения до допустимого уровня сил в опорах.

Чтобы исключить появление фреттинга, на контактирующие поверхности соединения перед сборкой следует наносить противозадирную пасту.

2.2 Соединение компенсирующей муфтой. Клеммовые соединения

Для соединения валов двигателя и редуктора применяют жесткие или упругие компенсирующие муфты. Жесткие компенсируют угловые, радиальные и осевые смещения соединяемых валов. Упругие кроме компенсации смещений

[Оглавление](#)

валов способствуют смягчению толчков и ударов, возникающих в процессе работы мотор-редукторов, а также могут защитить привод машины от крутильных колебаний.

Жесткие компенсирующие муфты. Одним из наиболее распространенных видов жесткой компенсирующей муфты является **зубчатая муфта**. Она состоит из обоймы и двух полумуфт. Её широкое применение в мотор-редукторах обусловлено: высокой нагрузочной способностью вследствие многоконтактности зацепления; допускаемой высокой частотой вращения (допускается окружная скорость на зубьях 25 м/с) благодаря практическому отсутствию в ней дисбаланса; повышенной компенсирующей способностью, объясняемой разнесённостью зубчатых венцов по длине муфты и особой формой зубьев эвольвентного профиля (форма поверхности зуба полумуфт – криволинейная в двух плоскостях). Это увеличивает пятно контакта и уменьшает давление на кромку зуба при компенсации перекосов, что позволяет значительно уменьшить износ соприкасающихся поверхностей. Муфта обеспечивает минимальное расстояние между торцами соединяемых валов. При наличии перекоса соединяемых валов муфта создает изгибающий момент на валы вследствие возникновения сил трения между зубьями. Величина этого момента зависит от угла перекоса валов. Допускаемый угол $[\gamma]$ перекоса валов при использовании этой муфты $\approx 1^\circ$ [28, 35]. Допускаемое осевое смещение $[\delta_a]$ валов – в пределах осевого монтажного зазора, изменяющегося от 1 до 5 мм. Допускаемое радиальное смещение $[\delta_r]$ валов обусловлено значением $[\gamma]$ и вычисляется по формуле

$$[\delta_r] = \pi[\gamma]l/360,$$

где l – расстояние между зубчатыми венцами полумуфт.

[Оглавление](#)

Зубчатым муфтам KTR [35] серий BoWex характерно изготовление обоймы **из полиамида**, а полумуфт – из стали (рис. 2.6). Пара контактирующих материалов полиамид-сталь не требует смазывания зоны контакта зубьев. В этом случае в муфте не предусматривают уплотнения, обойму делают неразъемной, муфта получается простой в изготовлении, электроизолирующей и мало инерционной. Благодаря разрезным кольцам, вставленным в обойму, муфта серии BoWex I (рис. 2.7, *а*) не позволяет обойме выйти из зацепления с полумуфтами, муфта серии BoWex AS (рис. 2.7, *б*) предохраняет муфту от произвольного разъединения, муфта серии BoWex Spec-I (рис. 2.7, *в*) даёт возможность производить «слепой монтаж». Осевая фиксация полумуфт обеспечивается установочными винтами, предотвращает самоотвинчивания которых паста Loctite 222.



Рис. 2.6

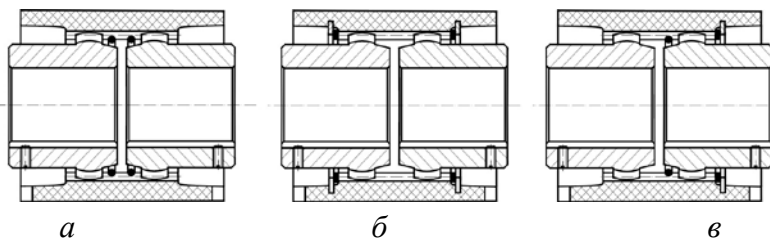


Рис. 2.7

[Оглавление](#)

Выбор типоразмера зубчатой муфты производят по допускаемому вращающему моменту на валу, указанному в справочниках [28, 35].

Упругие муфты. Отличительной особенностью упругих муфт является наличие упругого элемента, деформации которого обеспечивают не только компенсацию смещений соединяемых валов, но и смягчение ударов, гашение колебаний и вибраций. Как показал анализ конструкций современных мотор-редукторов, наибольшее применение в них получили муфты со звездочкой и втулочно-пальцевая.

Муфта со звездочкой состоит из одинаковых полумуфт, имеющих на фланцах торцовые кулачки, и упругого элемента, выполненного в форме звездочки. Выступы звездочки располагаются между кулачками полумуфт и работают на сжатие через один при передаче ею вращающего момента.

В России полумуфты изготавливают из стали 35 или чугуна СЧ 21, а звездочку – **из резины**. Такая муфта стандартизована (ГОСТ Р 50894 – 96) в диапазоне вращающих моментов от 2,5 до 400 Н·м и диаметров от 6 до 48 мм. При выборе типоразмера муфты проводят расчет по напряжениям смятия в контакте, принимая допускаемое напряжение близким 2 МПа. Допускаемые частота вращения муфты 1500 мин^{-1} , угол перекося равен 1° .

В зарубежных мотор-редукторах широко применяют [35] муфты KTR серии Rotex с алюминиевыми или стальными полумуфтами и со звездочкой, изготовленной **из полиуретана**. Эти муфты характеризуются малыми размерами, малой массой, низкой инерционностью и значительными передаваемыми вращающими моментами. Они компенсируют

[Оглавление](#)

осевые смещения соединяемых валов в пределах 0,74,8 мм, радиальные смещения в пределах 0,17,2 мм и угловые смещения порядка $1,5^\circ$ при посадочных диаметрах муфты от 14 до 180 мм. Звездочка окрашена в зеленый, синий, желтый или красный цвет в зависимости от твердости ее материала (с повышением твердости цвет меняется от зеленого к красному). Типоразмер муфты выбирают по справочнику [35].

Многие европейские производители мотор-редукторов выпускают компенсирующие муфты собственной конструкции. Входной конец вала редуктора делается в форме полумуфты. В комплект предлагается звездочка и ответная полумуфта с нужным посадочным диаметром. Например, итальянская компания Varvel предлагает червячные и цилиндрические редукторы, входные валы которых адаптированы (рис. 2.8) с помощью компенсирующей муфты под сборку с электродвигателем любой допустимой мощности.

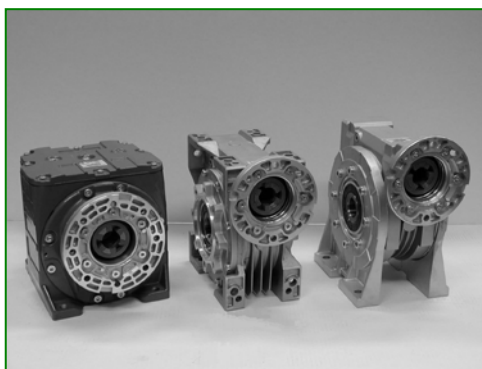


Рис. 2.8

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) передает вращающий момент (рис. 2.9) пальцами и сидящими на них

[Оглавление](#)

резиновыми элементами, выполненными в форме гофрированных втулок. Пальцы закреплены своими коническими концами в одной полумуфте и входят в цилиндрические отверстия другой полумуфты (встречаются также конструктивные исполнения с закреплением цилиндрического конца пальца в полумуфте). Полумуфты изготавливаются из высокопрочного чугуна или стали.

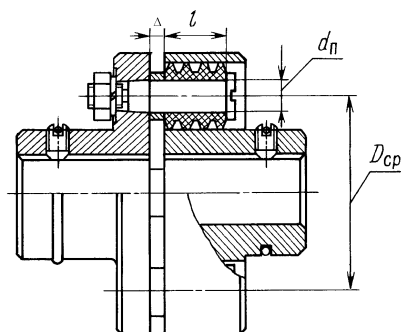
Муфту рассчитывают по напряжению смятия

$$[\sigma_{\text{см}}] \geq 2KT/(D_{\text{ср}}zd_{\text{п}}l),$$

возникающему на поверхности контакта пальца с резиновой втулкой, и по напряжению изгиба пальца в его опасном сечении

$$[\sigma] \geq 2KT(0,5l + \Delta)/(0,1D_{\text{ср}}zd_{\text{п}}^3),$$

где $K \approx 1,5$ – коэффициент динамичности; $D_{\text{ср}}$ – диаметр муфты, на котором расположены пальцы; z – количество пальцев; $d_{\text{п}}$ – диаметр пальца под упругим элементом; l – длина упругого элемента; $[\sigma_{\text{см}}] = 2 \div 4 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение смятия для резины; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение изгиба для материала пальца; Δ – длина втулки, распирающей упругий элемент и полумуфту.



[Оглавление](#)

Рис. 2.9

В России муфты стандартизованы (ГОСТ 21424 – 93) в диапазоне вращающих моментов от 6,3 до 16000 Н·м. В них предусматривается установка **6** пальцев. Муфты допускают радиальные смещения валов не более 0,04 мм на каждые 10 мм диаметра посадочного отверстия муфты, угловой перекос валов до 1° и осевые смещения валов в пределах осевого монтажного зазора, изменяющегося в пределах ± 5 мм. Считается, что при радиальном смещении валов муфта создает радиальную нагрузку на валы, составляющую около 0,2 суммарной окружной силы на ее пальцах.

Создателям муфт KTR серий Revolex удалось при тех же габаритных размерах, что и у муфты МУВП, добиться повышения несущей способности за счет увеличения количества пальцев. В серии Revolex KX (рис. 2.10) устанавливается максимально возможное из условия обеспечения равнопрочности элементов муфты количество пальцев, достигающее до **10**. За счет этого муфты превосходят отечественные по несущей способности приблизительно в 1,6 раза. Муфты компенсируют осевые в пределах ± 4 мм, радиальные в пределах 0,250 ,75 мм и угловые порядка $0,1^\circ$ смещения соединяемых валов при посадочных диаметрах муфты от 30 до 225 мм.

[Оглавление](#)



Рис. 2.10

В этой муфте конический конец пальца затягивают (рис. 2.11) винтом в коническую втулку, устанавливаемую в цилиндрическое отверстие полумуфты. Такое крепление обеспечивает компактность соединения.

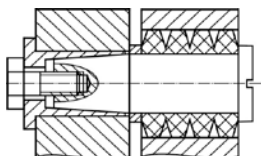


Рис. 2.11

В муфтах серии Revolex KX-D (рис. 2.12) несущую способность удалось еще более повысить (на $25\div 33\%$) за счет увеличения числа пальцев до **14**, поворачивая и закрепляя пальцы через один в каждой из полумуфт.



Рис. 2.12

[Оглавление](#)

Соединение полумуфты с валом выполняют шпоночным, шлицевым или клеммовым.

Клеммовое соединение представляет собой фрикционное соединение, передающее вращающий момент и способное передавать осевую силу, в котором необходимое нормальное давление создается силами затяжки винтов. Для уменьшения габаритных размеров в соединении используют высокопрочные винты. Различают два конструктивных исполнения клеммового соединения муфт: с разъемом; с прорезью.

Клеммовое соединение с разъемом стягивается двумя (или четырьмя) винтами. На рис. 2.13 изображена муфта со звездочкой (звездочка с 8-ю зубьями), которая крепится на соединяемых ею валах клеммовыми соединениями. Кососимметричное расположение винтов (в отличие от симметричного расположения) обусловлено стремлением к уменьшению дисбаланса вращающихся частей и к удобству затягивания винтов муфты.

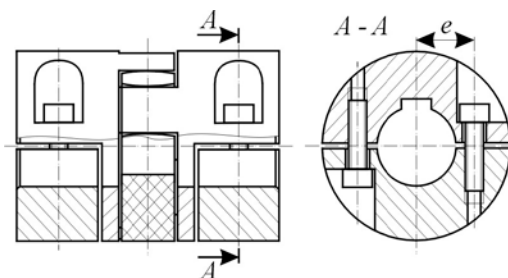


Рис. 2.13

На рис. 2.14 изображен планетарный мотор-редуктор, у которого входной фланец (адаптер) 2 соединен с двигателем 1 и редуктором 4 винтами. Входной фланец закрывает муфту 3. Соединение муфты с входным валом редуктора осуществляется до установки на редуктор входного фланца, а с валом двигателя, когда входной фланец уже закреплен на корпусе редуктора. В первом случае сложностей при затяжке винтов клеммового соединения не возникает. Во втором случае подход к винтам затрудняет фланец. Для получения доступа торцовому ключу к головке винта, во входном фланце предусматривают отверстие, смещённое относительно оси валов на величину эксцентриситета e (см. рис. 2.13) расположения винтов. После затяжки винтов отверстие в стакане закрывают пробкой.

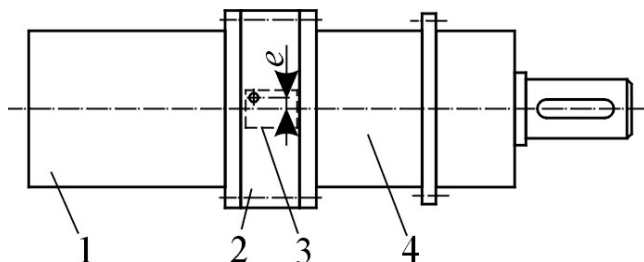


Рис. 2.14

Рис. 2.15 отражает использование муфты с клеммовым соединением в коническом мотор-редукторе фирмы Sumer (Франция).

Если мотор-редуктор не предназначен для использования в подъемно-транспортной технике и на взрывоопасных производствах (например, в угольных шахтах), передачу

[Оглавление](#)

момента в клеммовом соединении можно осуществлять без установки шпонки. В этом случае в шпоночные пазы муфты следует установить «полушпонки», устраняющие дисбаланс, создаваемый шпоночным пазом. При этом валы двигателя и редуктора могут не иметь шпоночных пазов. Если же мотор-редуктор предполагается использовать в подъемных или транспортных устройствах, либо на взрывоопасных производствах, то по нормам Горгостехнадзора наличие шпонки обязательно. При этом шпонка играет роль дополнительного предохранителя от проскальзывания.

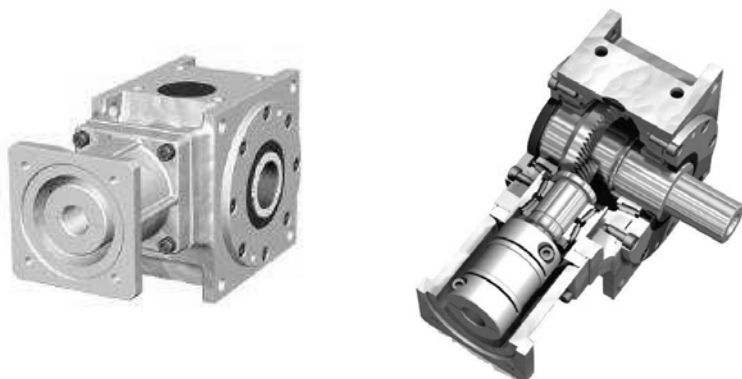


Рис. 2.15

Клеммовое соединение с прорезью стягивается одним винтом (рис. 2.16) (или двумя). Сверления в полумуфте (см. разрез *A-A*) необходимы для её балансировки. Способ монтажа подобен описанному для клеммового соединения муфты с разъемом.

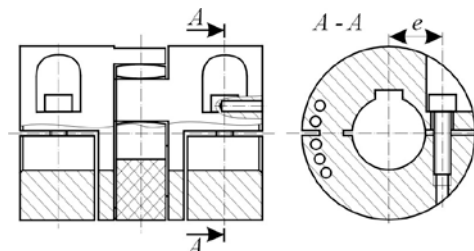


Рис. 2.16

Расчёт клеммового соединения рассмотрен в приложении Г.

Подводим итог:

Для соединения валов двигателя и редуктора муфтой в мотор-редукторах обычно применяют зубчатую муфту, муфту со звездочкой или втулочно-пальцевую муфту.

Для затяжки клеммового соединения следует использовать высокопрочные винты, момент завинчивания которых рассчитывают по методике приложения Г. Полученный расчетом момент следует указывать в технических требованиях сборочного чертежа.

2.3 Соединение шестерней

Обычно в отечественных редукторах передаточное число одноступенчатой цилиндрической зубчатой передачи ограничивают значением $u = 6,3$. Если же шестерню напрессовывают на вал двигателя, то удастся добиться для такой передачи только $u \leq 5$, что связано со значительной величиной диаметра выходного конца его вала (рис. 2.17, а). В то же время фирмы SEW (Германия), Lenze (Германия),

[Оглавление](#)

Renold (Великобритания) и Rossi (Италия) обеспечивают в быстроходной цилиндрической ступени своих мотор-редукторов передаточное число соответственно равное 8,65 (серия RX), 11,86 (серия GST) и 10,86 (серия RP). Отмечена тенденция у фирмы Lenze довести i до 12,5. Эти фирмы для увеличения передаточного числа при заданном межосевом расстоянии уменьшают диаметр шестерни (см. рис. 2.3), устанавливая шестерню в расточке входного вала редуктора (рис. 2.17, б).

Увеличение передаточного числа ступени снижает необходимое число ступеней редуктора, что повышает его КПД.

Уменьшения диаметра шестерни добиваются снижением нормального модуля m зацепления до величины 1,5; 1,25; 1,0 мм и менее, а также уменьшением числа z_1 её зубьев до $7 \div 11$, увеличением угла β наклона зуба до $20 \div 40^\circ$, в то время как у нас принят $\beta \leq 20^\circ$ [7, 25]. Увеличение угла наклона зуба до 40° , хотя повышает осевые силы, нагружающие подшипники, существенно понижает уровень шума передачи вследствие увеличения коэффициента $\varepsilon_\beta = b_2 \sin \beta / (\pi m)$ осевого перекрытия, где b_2 – ширина зубчатого венца колеса. Радиальные однорядные шарикоподшипники, на которых обычно устанавливают входной вал редуктора и вал двигателя, достаточно приспособлены к восприятию умеренной осевой нагрузки. Поэтому уровень шума становится определяющим фактором [40] при выборе угла β зарубежных мотор-редукторов.

Для увеличения нагрузочной способности передачи поверхность зуба закаливают, повышая ее твердость до $50 \div 55$ HRC и более.

[Оглавление](#)

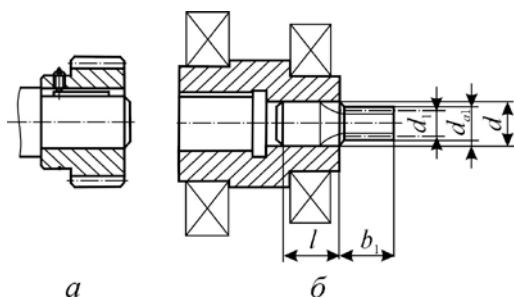


Рис. 2.17

Чтобы при нарезании шестерни с малым числом зубьев не возникло ни подрезания зуба, ни его заострения, вводят [10] коэффициент $x_1 > 0$ смещения инструмента для зубьев шестерни. Предельные значения этого коэффициента при различных значениях угла для и сходного контура по ГОСТ 13755 – 81 определяется графиком рис. 2.18, а, где сплошные линии – предельные значения по подрезанию зубьев и пунктир – по их заострению.

Смещение, направленное от оси колеса, называют положительным, а к его оси – отрицательным. При положительном смещении инструмента толщина зуба в основании увеличивается, увеличивается также радиус кривизны активной поверхности профиля зуба, но несколько снижается радиус выкружки зуба у основания.

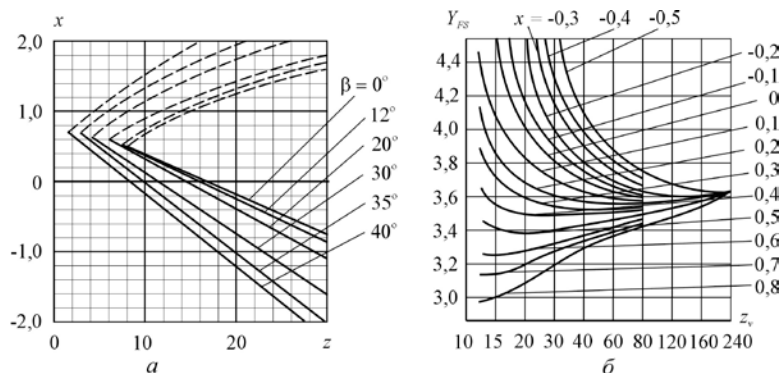


Рис. 2.18

При $u > 3$ находит применение [19] уравнительная система смещений с $x_1 + x_2 = 0$, где x_2 – коэффициент смещения инструмента для зубьев колеса (x_2 – отрицательная величина). В этом случае межосевое расстояние a_w и диаметры вершин зубьев шестерни d_{a1} и колеса d_{a2} равны:

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2); \quad (2.1)$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m(1 + x_1); \quad (2.2)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x_2), \quad (2.3)$$

где $d_1 = mz_1/\cos\beta$ и $d_2 = mz_2/\cos\beta$ – диаметры делительных окружностей шестерни и колеса; $z_2 = uz_1$ – число зубьев колеса. Межосевые расстояния назначают по ряду Ra20 (ГОСТ 6636 – 69) линейных размеров (a_w : 32; 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 150; 180; 200; 220; 250; 280 мм).

При консольном относительно опор расположении шестерни ширину зубчатого венца колеса обычно назначают $b_2 \approx (0,2 \div 0,25)a_w$. При этом стремятся обеспечить $\varepsilon_\beta \geq 1$. Ширину b_1 зубчатого венца шестерни принимают, как правило, на $2 \div 4$ мм большей.

[Оглавление](#)

Как известно [19], критерием работоспособности зубчатой передачи с высокой поверхностной твердостью зубьев и малым модулем зацепления является изгибная выносливость зубьев. В этом случае расчеты опираются на коэффициент формы зуба Y_{FS} (рис. 2.18, б), где $z_v = z/\cos^3\beta$ – эквивалентное число зубьев. Следует помнить, что изменение типа используемого жидкого смазочного материала (см. приложение А) практически никак не влияет на несущую способность по излому зубьев.

Расчет зубчатой цилиндрической передачи соединения двигателя и редуктора шестерней приведен в приложении Д.

Подводя итог вышесказанному и анализируя результаты расчета передачи, приведенные в приложении Д, заключаем, что при соединении валов двигателя и редуктора шестерней можно реализовать передаточное число быстроходной цилиндрической ступени до 12,5. При этом угол наклона зуба принимают до 40° , число зубьев шестерни назначают в пределах $7\div 11$, а модуль зацепления определяют при расчете на изгибную выносливость (см. приложение Д). В большинстве случаев при передаваемой мощности до 5 кВт принимают $m = 1,0\div 1,5$ мм.

Передачу крутящего момента с входного вала мотор-редуктора на шестерню можно обеспечить клеевым или клее-прессовым (см. приложение Б) соединением.

2.4 Соединение клиноременной передачей

Мотор-редукторы с приводом от двигателя клиноременной передачей за рубежом изготавливают на основе исполнений редуктора на лапах, с фланцем или

[Оглавление](#)

насадного (см. рис. 1.1), усилив подшипниковый узел, ближний к присоединительному концу входного вала редуктора. Натяжение ремня, как правило, осуществляют четырьмя или двумя соединениями шпилька-гайка. Так, например, фирма Browning (США) на основе цилиндрического редуктора (рис. 2.19, *а*) выпускает мотор-редуктор с клиноременной передачей, где крепление двигателя на редукторе обеспечивается с помощью кронштейна, притягиваемого винтами к корпусу через подшипниковый щит входного вала редуктора (рис. 2.19, *б*). Фирма SEW (Германия) выпускает цилиндрический мотор-редуктор с клиноременной передачей (рис. 2.20, *б*), редуктор которого отличается от основного исполнения (рис. 2.20, *а*) подшипниковым щитом, на котором во втором варианте предусмотрены места для установки двух шпилек крепления плиты электродвигателя.

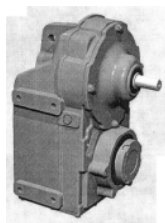
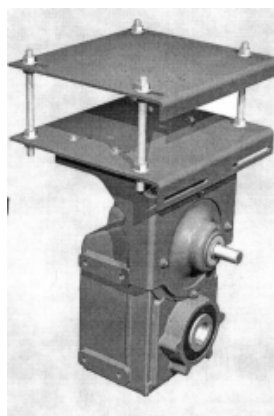
*а**б*

Рис. 2.19

[Оглавление](#)

Клиноременные передачи работают с силой предварительного натяжения ремня и должны допускать демонтаж ремня. Поэтому при конструировании мотор-редуктора следует предусматривать возможность регулировки межосевого расстояния ременной передачи в пределах от -2 до $+4\%$.

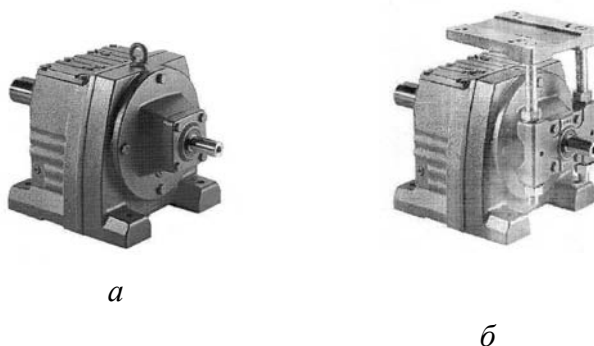


Рис. 2.20

Итак, мотор-редукторы с приводом от двигателя клиноременной передачей за рубежом изготавливают на основе основного (на лапах, с фланцем или насадного) исполнения редуктора.

Контрольные вопросы

1. Какие существуют способы соединения валов двигателя и редуктора?
2. Какими положительными и отрицательными качествами обладает способ соединения «вал в вал»?
3. Что из себя представляют клеммовые соединения с разъемом и с прорезью?
4. Какой величины следует назначать угол наклона зуба и коэффициент смещения инструмента для обеспечения

[Оглавление](#)

работоспособности быстроходной цилиндрической ступени передачи с числом зубьев шестерни $7 \div 11$ и передаточным числом $8,6 \div 12,5$?

5. Как передавать вращающий момент с вала на шестерню клеевым или клее-прессовым соединением?
6. Каковы особенности конструирования мотор-редуктора, если используется привод редуктора от двигателя через клиноременную передачу?

3 Конструкция мотор-редукторов

3.1 Способы сборки

При изготовлении редукторов обычно используют радиальный или осевой способ сборки [23].

Радиальный способ сборки предполагает наличие разъёма корпуса по осям валов. При этом в большинстве случаев плоскость разъёма расположена горизонтально. Зубчатые колеса и подшипники напрессовывают на валы вне корпуса, а затем эти сборочные единицы укладывают в корпус и закрывают их крышкой корпуса. Далее корпус и крышку, зафиксировав установочными штифтами, стягивают винтами.

Осевой способ сборки обычно реализуется осевым перемещением закладываемых в корпус валов с напрессованными на них зубчатыми колесами и подшипниками. Для такого способа характерен один или несколько разъемов корпуса перпендикулярных осям валов. При этом способе сборки появляется возможность пространственного размещения валов.

На рис. 3.1, *а* представлен чертеж трехступенчатого цилиндрического редуктора, выполненного по развернутой схеме. В его конструкции заложен радиальный способ сборки. Межосевые расстояния ступеней редуктора обозначены: тихоходной – a_t , промежуточной – $a_{пр}$, быстроходной – $a_б$. Габаритные размеры редуктора по длине L_1 и по высоте H_1 . Если радиальный способ сборки заменить осевым способом (рис. 3.1, *б*) (не предусматривая напрессовку зубчатых колес на валы внутри редуктора), то не произойдет существенного уменьшения габаритных размеров (размеры L_2 и H_2) и массы

[Оглавление](#)

редуктора, хотя будет реализовано пространственное расположение валов, которое в значительной степени повышает компактность редуктора. Если же напрессовку колес на валы осуществлять внутри редуктора, перенеся разъем корпуса в его ненагруженную область, и валы пространственно разместить (рис. 3.1, в), то можно существенно уменьшить габаритные размеры (размеры L_3 и H_3) и массу редуктора.

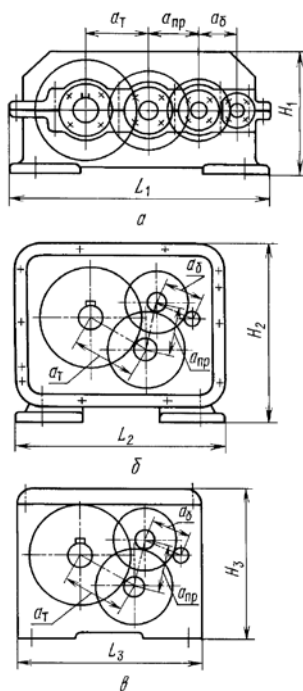


Рис. 3.1

Напрессовка зубчатых колес и подшипников на валы внутри редуктора широко применяется в мотор-редукторах большинства зарубежных фирм (Bauer, Nord, SEW, Renold,

[Оглавление](#)

Inovari, Rotor и др.). Для осуществления напрессовки используют оригинальные конструкции пневмо- и гидроцилиндров. Этот способ сборки можно также реализовать [13] с помощью завинчивания винтов в резьбовые отверстия, нарезанные в торцах валов.

На рис. 3.2 изображена напрессовка зубчатого колеса на вал, осуществляемая с помощью завинчивания винта диаметра d_B в резьбовое отверстие, нарезанное в торце вала. При передаче вращающего момента с зубчатого колеса на вал с помощью шпонки обычно применяют посадку колеса на вал H7/p6, обеспечивающую хорошее центрирование колеса на валу.

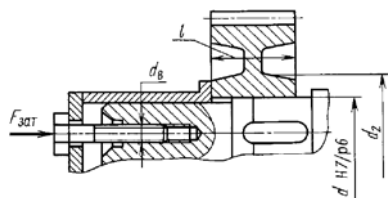


Рис. 3.2

Для этой посадки на рис. 3.3 представлены значения максимального измеренного табличного натяга $N_{\max}$ при разных диаметрах вала d . На этом же рисунке приведены значения расчетного максимального натяга $\delta_{\max}$ в предположении, что средние арифметические высоты микронеровностей вала и отверстия составляют $R_{a1} = R_{a2} = 0,8$ мкм (такие значения параметров шероховатости близки рекомендуемым). Значения $\delta_{\max}$, подставленные в формулу Ляме, позволили найти и представить на этом же рисунке максимальные давления $p_{\max}$ в сопряжении вал-колесо в предположении, что колесо стальное (модули упругости

материалов вала и колеса $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа) при двух величинах его наружного диаметра: $p_{\max 1}$ при $d_2 = 3d$ и $p_{\max 2}$ при $d_2 = 1,5d$. Причем первое значение соответствует случаю, когда колесо выполнено в форме диска, второе – если в нем предусмотрена его ступичная часть. По значениям $p_{\max}$, предполагая длину l посадочной поверхности равной диаметру d вала, с использованием формулы $F_{\text{зат}} = p \pi d l f$ рассчитаны и приведены на том же рисунке необходимые силы затяжки винта $F_{\text{зат}}$ для трех возможных сочетаний параметров: 1) $F_{\text{зат} 1}$ при $d_2 = 3d, f = 0,2$; 2) $F_{\text{зат} 2}$ при $d_2 = 1,5d, f = 0,2$; 3) $F_{\text{зат} 3}$ при $d_2 = 1,5d, f = 0,1$. Здесь f – максимальное значение коэффициента трения в сопряжении, равное 0,2 при сборке без смазки и равное 0,1 при наличии смазочного материала.

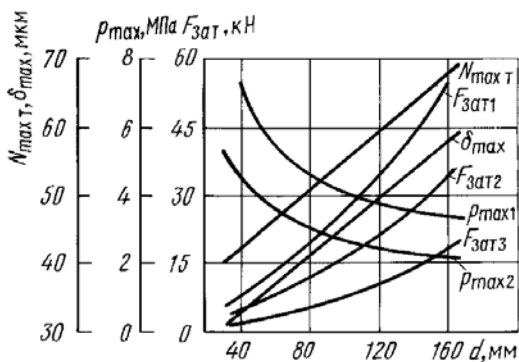


Рис. 3.3

На рис. 3.4 значению силы затяжки винта поставлен в соответствие требуемый диаметр винта. Вычисления проведены при запасе прочности винта равном 2 для трех классов его прочности: 1) 4.6; 2) 6.6; 3) 8.8.

[Оглавление](#)

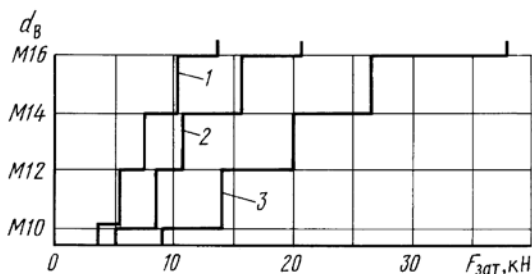


Рис. 3.4

Графики рис. 3.3 и рис. 3.4 позволяют при конструировании определить диаметр вала d_B , необходимый для напрессовки зубчатого колеса на вал.

Сборку зубчатых колес с валами внутри редуктора можно также осуществить, используя стяжную конструкцию валов. Стяжным будем называть вал, который в отличие от цельного вала (рис. 3.5, а), имеет один или несколько разъемов по своей длине, выполнен полым и стянут центральным болтом (рис. 3.5, б). Соединение частей вала будет работоспособно [14], если обеспечено нераскрытие стыка в разъемах вала и углы перекоса в них составят величины, при которой суммарные углы перекоса с учетом прогибов валов не превысят предельно допустимых значений перекосов деталей (зубчатых колес и подшипников), расположенных на валах.

Если возникает потребность привода с большим передаточным числом (1000) и малыми габаритными размерами, в нашей стране обычно используют червячные или цилиндро-червячные мотор-редукторы. Недостатком такого привода является низкий КПД (0,65). За рубежом в качестве приводов с большими передаточными числами все чаще применяют цилиндро-коническо-цилиндрические мотор-

редукторы, которые по данным фирм SEW, Bauer, Lenze и др. можно выполнять с передаточными числами в диапазоне $8 \div 250$ и с КПД около 0,93, так как, в отличие от червячной передачи, в цилиндрической и конической ступенях контактирующие поверхности зубьев работают в условиях, когда одна делительная окружность обкатывается, а не проскальзывает по другой, в результате чего тепловыделение в таких мотор-редукторах втрое меньше. Достаточно плотное заполнение корпуса зубчатыми колесами позволяет выполнить эти мотор-редукторы с габаритными размерами, не превышающими размеры червячного и цилиндро-червячного мотор-редукторов, имеющих подобные технические характеристики на выходе.

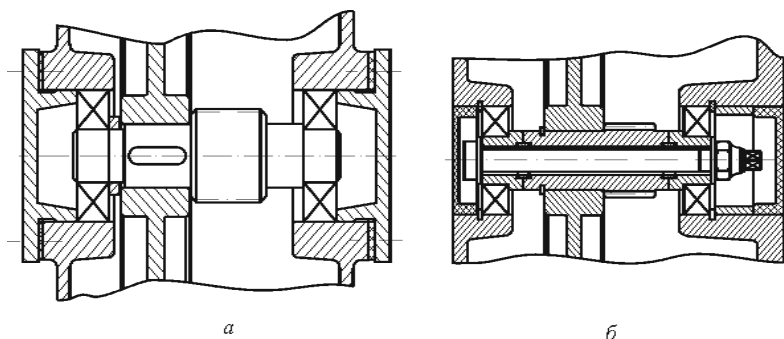


Рис. 3.5

Выпуск цилиндро-коническо-цилиндрического мотор-редуктора у нас в стране пока не освоен, что, по-видимому, объясняется сложностью сборки редуктора, а также регулировок подшипников и конической передачи.

[Оглавление](#)

Детали такого редуктора за рубежом изготавливают на станках с ЧПУ, что упрощает определение необходимых для регулировок толщин компенсаторных втулок.

На рис. 3.6 представлены три конструктивных исполнения цилиндро-коническо-цилиндрического мотор-редуктора, предлагаемые [16] для изготовления в нашей стране, обеспечивающие достаточную простоту сборки и регулировки и не требующие обязательного изготовления деталей мотор-редуктора на станках с ЧПУ.

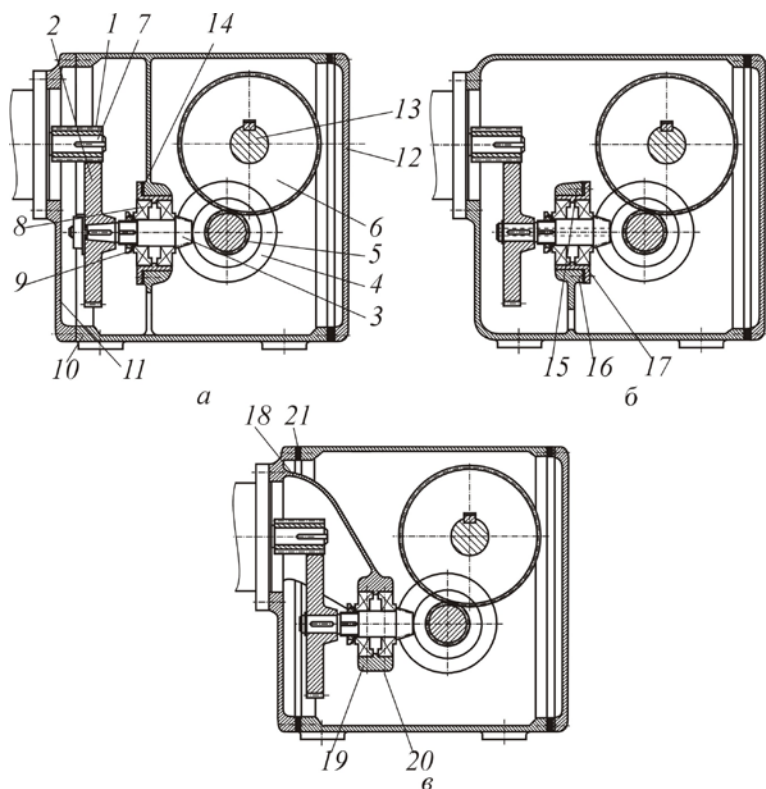


Рис. 3.6

[Оглавление](#)

Мотор-редуктор имеет три ступени: быстроходную – цилиндрические шестерня 1 и колесо 2; промежуточную – конические шестерня 3 и колесо 4; тихоходную – цилиндрические шестерня 5 и колесо 6. Чтобы повысить передаточное число быстроходной ступени, делительный диаметр шестерни 1 максимально уменьшен. При этом для обеспечения достаточной толщины ступицы шестерни, в ней не предусмотрен шпоночный паз, поэтому шпонка из шпоночного паза вала 7 двигателя вынута, и вращающий момент передается соединением с натягом. С целью минимизации диаметра выходного конца вала двигателя использован асинхронный двигатель типа АИР с уменьшенным диаметром выходного конца вала, предназначенный для встраивания в мотор-редукторы.

Коническая шестерня 3 и цилиндрическая шестерня 5 изготовлены заодно целое с валами. Для уменьшения осевого размера вала конической шестерни радиально-упорные подшипники 8 установлены «врастяжку». Регулировка подшипников осуществляется круглой шлицевой гайкой 9.

Для смазки разбрызгиванием всех ступеней редуктора достаточно окунания зубьев колеса быстроходной ступени в масляную ванну.

На рисунке 3.6, а представлено конструктивное исполнение мотор-редуктора с двумя разъёмами частей корпуса: основания 10 и щита 11 двигателя; основания 10 и крышки 12 корпуса. Зубчатые колеса 4 и 6 напрессовывают на валы 5 и 13 внутри корпуса редуктора с помощью винтов, завинчиваемых в торцы валов. Такой способ сборки позволяет отказаться от разъёма корпуса по осям валов, перейти к пространственному расположению валов и перенести

[Оглавление](#)

плоскость разъёма в ненагруженную зону корпуса, что существенно уменьшает массу. При этом валы вставляются через расточки под подшипники, а колеса – через разъём, закрываемый затем крышкой 12 корпуса и уплотняемый герметизирующей прокладкой. Винты крепления крышки к основанию корпуса – не силовые. Вал-шестерню 3 собирают с подшипниками 8 и стаканом 14 вне корпуса. Эту сборочную единицу после установки валов 5 и 13 вставляют в корпус через разъём основания 10 и щита 11. Зацепление конической передачи регулируют комплектом металлических прокладок между стаканом и корпусом. Затем на коническом конце вала-шестерни 3 с помощью гайки закрепляют зубчатое колесо 2. В плоскости разъёма основания 10 и щита 11 двигателя предполагается наличие двух конических штифтов для взаимного центрирования частей корпуса. Стягиваются эти детали винтами, обеспечивающими силовую затяжку соединения.

На рисунке 3.6, б представлено конструктивное исполнение мотор-редуктора, не имеющее разъёма корпуса в его нагруженной зоне. Колесо 2 на вал-шестерню 3 также напрессовывают внутри корпуса. Для этого у вала-шестерни 3 предусмотрено сквозное отверстие. В это отверстие при монтаже вставляют длинный винт, упирающийся головкой в торец конической шестерни. Винт ввертывают в фасонный диск (на чертеже не показан), торец которого нажимает на торец колеса 2. Смещение пятна контакта конической передачи регулируют тремя винтами 15 и тремя отжимными винтами 16, передвигающими стакан 17 (разновидность стакана 14) вдоль оси вала-шестерни 3.

На рисунке 3.6, в представлено модульное исполнение

[Оглавление](#)

мотор-редуктора. Мотор-редуктор состоит из двух модулей, собираемых по-отдельности: 1) модуля второго промежуточного и тихоходного валов; 2) модуля быстроходного и первого промежуточного валов. Первый модуль собирают так же, как проводится сборка валов 5 и 13 с зубчатыми колесами 4 и 6 (см. рисунок *a*). Основой второго модуля служит щит 18 двигателя, отлитый совместно с кронштейном. Кронштейн имеет горизонтальный разъем по оси вала-шестерни 3. Это позволяет зубчатое колесо 2 напрессовывать на вал-шестерню 3 вне корпуса редуктора. Крышка 19 крепится к кронштейну двумя винтами 20. В плоскость разъема устанавливают два конических штифта. Регулировка зацепления конической передачи осуществляется набором металлических прокладок 21. Центрирование щита 18 двигателя относительно самого корпуса обеспечивается двумя цилиндрическими штифтами.

Резюмируя сказанное, заключаем:

При напрессовке зубчатых колес на валы внутри редуктора, переносе разъема корпуса в его ненагруженную область и пространственном размещении валов существенно уменьшаются габаритные размеры и масса редуктора.

Во многих случаях перспективно вместо червячных и цилиндро-червячных мотор-редукторов применение цилиндро-коническо-цилиндрических мотор-редукторов, которые можно выполнять с передаточными числами в диапазоне $8 \div 250$ и с КПД около 0,93.

3.2 Смазывание

Большинство мотор-редукторов имеют комбинированную систему смазки, использующую методы погружения и разбрызгивания. Полагают [25, 33], что погружением можно смазывать зацепления зубчатых колес при линейной скорости зубчатого колеса до 1,25 м/с, а разбрызгиванием – при линейной скорости зубчатого колеса от 1,25 до 12,5 м/с. Минимальная скорость v , м/с, обеспечивающая разбрызгивание жидкого смазочного материала (если его кинематическая вязкость не превышает 250 сСт, что в большинстве случаев справедливо), может быть уточнена расчетом [25] по формуле $v = (gr)^{1/2}$, основанной на учёте центробежного ускорения, где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения, r – радиус, м, колеса, погруженного в жидкий смазочный материал, а максимальная скорость – по эмпирической формуле Блока $v = (550/r)^{1/2}$.

При окружных скоростях более 12-15 м/с, а также в редукторах, передающих большую мощность, следует применять циркуляционную систему смазывания. В зубчатых передачах с окружной скоростью до 25 м/с масляная струя из сопла должна направляться на вход в зацепление зубьев. При окружных скоростях 25÷60 м/с масло может подаваться как на вход в зацепление, так и на выход из него. Чем выше окружная скорость, тем в большей степени масло должно выполнять охлаждающие функции, осуществляя также смазывание колес и подшипников. В связи с этим при особо высоких окружных скоростях (свыше 60 м/с) масло должно подаваться на выход из зацепления.

[Оглавление](#)

В качестве смазочного материала применяется [18] минеральное или синтетическое смазочное масло. Особой долговечностью и снижением коэффициента трения обладает синтетическое смазочное масло на полигликолевой основе (его не требуется менять в течение всего периода эксплуатации изделия), но следует учитывать, что оно дорогое и его попадание на тело человека опасно для здоровья (подробнее см. приложение А).

В нормальных условиях эксплуатации и при температуре смазочного материала около 80°C минеральное масло следует заменять после 8000-15000, а синтетическое – после 25000 отработанных часов [18]. При высоких температурах интервал замены смазочного материала сокращается (примерно в два раза при повышении температуры смазочного материала на 10°C). Вне зависимости от времени работы минеральное смазочное масло следует заменять через каждые 2 – 3 года.

Расположения в корпусе маслозаливной и сливной пробок, пробки-отдушины а также пробки, предназначенной для контроля уровня масла, зависят от рабочего положения редуктора. Целесообразно резьбовые отверстия для этих пробок делать одинаковыми, что позволит переставлять пробку отдушины в другое резьбовое отверстие при изменении положения редуктора.

В червячных передачах уровень масла зависит от положения червяка. Если червяк расположен под колесом, он должен быть погружен в масло на глубину, несколько меньшую его радиуса [36]. В последние годы DIN (немецкая служба стандартизации) рекомендует принимать глубину погружения равной половине диаметра червяка. При верхнем

расположении червяка червячное колесо должно быть погружено в масло на $30 \div 40\%$ его диаметра.

В зубчатых цилиндрических и конических мотор-редукторах уровень масла должен обеспечивать погружение колеса в масло на толщину его венца.

Проверку уровня масла следует проводить только на остановленном и охлажденном редукторе (при работающей передаче уровень масла может отличаться примерно на 20 %).

Одним из распространенных методов проверки уровня масла на Западе [18] является метод проверки с помощью маслоизмерительного щупа, вставляемого горизонтально в резьбовое отверстие, предназначенное для контроля уровня масла. Максимальный уровень масла должен находиться у нижнего края этого отверстия, а минимальный уровень – на 4 мм ниже отверстия. Щуп – это стержень, согнутый под прямым углом (рис. 3.7), длиной отогнутой части 4 мм.

В случае если предполагается возможной установка мотор-редуктора, при которой оси валов будут расположены вертикально, верхние подшипники смазывают [24] пластичным смазочным материалом.

В мотор-редукторах малой мощности смазочный материал закладывают на весь срок службы. Применяют подшипники либо с двусторонними встроенными уплотнениями, пластичный смазочный материал которых закладывается при изготовлении подшипника, либо, как это сделано у опор быстроходного вала цилиндрическо-цилиндрического мотор-редуктора фирмы David Brawn (рис. 3.8), заполняется пластичным смазочным материалом вся

полость опор, закрытая с двух сторон односторонними уплотнениями.

В мотор-редукторы средней и большой мощности пластичный смазочный материал закладывается на ограниченный срок (до 10000 часов), предусматривая его периодическую замену.

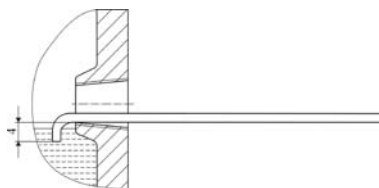


Рис. 3.7

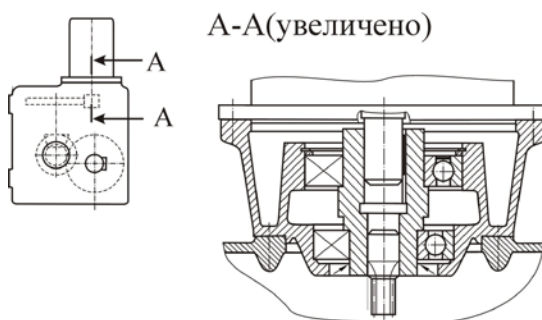


Рис. 3.8

Следует учитывать, что пластичный смазочный материал, заложенный в подшипники быстроходной ступени, существенно снижает КПД мотор-редуктора.

Для подшипников быстроходной ступени пластичный смазочный материал должен заполнять полости между телами

качения на одну треть объема, для подшипников с низкой скоростью вращения – на две трети объема.

Подводя итог, отмечаем, что резьбовые отверстия для маслозаливной и сливной пробок, пробки-отдушины а также пробки, предназначенной для контроля уровня масла целесообразно делать одинаковыми. Это позволит переставлять пробку отдушину в другое резьбовое отверстие при изменении положения редуктора. Удобным методом проверка уровня масла является использование г-образного щупа с длиной отогнутого конца 4 мм, вставляемого горизонтально в резьбовое отверстие, предназначенное для контроля уровня масла.

3.3 Подшипниковые узлы

3.3.1 Конструктивные схемы подшипниковых узлов консольно нагруженных валов

Как известно, вал обычно устанавливают на двух опорах и используют три схемы осевой фиксации валов: «враспор»; с одной плавающей и другой фиксирующей в двух осевых направлениях опорами; с обеими плавающими в осевом направлении опорами.

В схеме осевой фиксации «враспор» каждый подшипник фиксирует вал в одном осевом направлении. Эта схема наиболее проста и технологична. Она применяется, если опоры расположены в одном корпусе и вал относительно короткий. Вал считается относительно коротким при $l/d < 10$, где l – расстояние между точками приложения радиальных реакций в опорах, d – внутренний диаметр подшипника. Следует

[Оглавление](#)

отметить, что если в сборочной единице возникает повышенное тепловыделение, как, например, в червячной передаче, то, чтобы не возникло защемления подшипников в переходный период разогрева сборочной единицы, расстояние между реакциями в опорах червяка ограничивают меньшей величиной, а именно $l/d < 8$.

Схема с одной плавающей и другой фиксирующей в двух осевых направлениях опорами менее технологична и повышает стоимость машины из-за необходимости как большего количества операций обработки посадочных мест под подшипники, так и большего количества деталей, образующих подшипниковые узлы. Она применяется при более длинных валах ($l/d \geq 10$) или в случае, если подшипники установлены в разных корпусах.

Обе плавающие опоры используются только, когда осевую фиксацию вала обеспечивают иные детали, кроме подшипника – например, шевронное колесо в зубчатой передаче шевронными колесами.

Если вал нагружен силой F_R консольно (рис. 3.9, *а*), то для снижения прогибов вала в точке приложения нагрузки до приемлемых значений консоль a стремятся уменьшить, накладывая ограничение на соотношение l/a . Часто выдвигается условие

$$l/a \geq 2 \div 2,5.$$

Чтобы выполнить такое условие и при этом обеспечить минимальные осевые габаритные размеры всего привода, можно воспользоваться радиально-упорными подшипниками, установленными «врастяжку» (рис. 3.9, *б*) – разновидностью схемы «враспор», при которой часть вала, находящаяся между опорами, растягивается (а не сжимается, как при схеме

[Оглавление](#)

«враспор») осевой силой. Осевой габаритный размер привода (размер L на рисунке) уменьшается благодаря тому, что при расчете нагрузок, действующих на опоры, радиальные реакции F_{r1} и F_{r2} прикладывают к радиально-упорным подшипникам в местах пересечений с осью вала нормалей, проведенных к серединам дорожек качения их наружных колец. При этом смещение l_0 реакции можно оценить по формуле

$$l_0 \approx 0,25(d + D)\operatorname{tg}\alpha,$$

где α – угол контакта подшипника; d и D – внутренний и наружный диаметры подшипника.

Из формулы следует, что с увеличением среднего диаметра подшипника будет увеличиваться и размер l_0 . Следовательно, при схеме «враспашку», увеличивая диаметральные размеры подшипника d и D хотя бы одной из двух опор, можно сокращать (рис. 3.9, в) осевой габаритный размер L привода.

Если одновременно увеличивать диаметральные размеры d и D сразу двух подшипников, то в пределе получим геометрическое совпадение положений двух подшипников и две опоры будут заменены одним опорно-поворотным подшипником (рис. 3.9, г).

Итак, рассмотрены конструктивные схемы подшипниковых узлов консольно нагруженных валов и место опорно-поворотного подшипника в этих схемах.

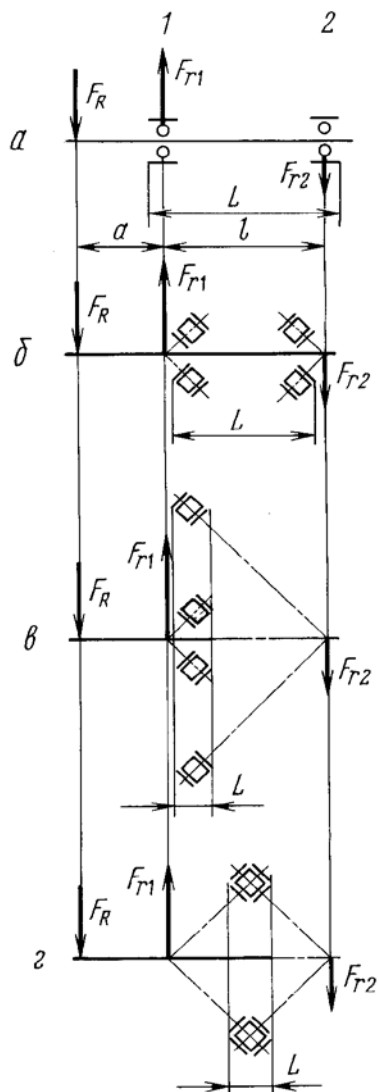


Рис. 3.9

3.3.2 Передача осевых сил от вала на корпус

В мотор-редукторах обычно используют схему установки подшипников «враспор», как более дешевую.

В подшипниковых узлах отечественных мотор-редукторов осевые силы с вала на корпус передаются благодаря упору наружного кольца подшипника в крышку, которая по своему исполнению может быть либо привертной (рис. 3.10, *а*), либо закладной. Закладную крышку можно установить только при наличии плоскости разъема. И в случае привертной и в случае закладной крышек бобышка, в которой растачивается отверстие диаметром D под наружное кольцо подшипника, делается массивной. Обычно диаметр бобышки назначают равным в первом случае $D_6 \approx D + (4 \div 4,4)d_v$ и во втором случае $D_6 \approx 1,25D + 10$ мм, где d_v – диаметр винта. Массивность бобышки в первом случае объясняется необходимостью размещения в ней отверстий под винты привертной крышки, а во втором случае – наличием разъема корпуса с его крышкой, который стянут силовыми винтами.

Масса редуктора может быть значительно уменьшена, если для передачи осевых сил от вала на корпус вместо крышек использовать [13] пружинные упорные кольца (рис. 3.10, *б*). Следует отметить, что пружинные кольца после закалки должны быть шлифованы, а канавки под их установку должны быть тщательно обработаны. Такой способ передачи осевых сил реализован в мотор-редукторах фирм SEW, Bauer, Lenze (Германия) и др. В этом случае диаметр бобышки можно рекомендовать величиной $D_6 \approx 1,15D + 10$ мм.

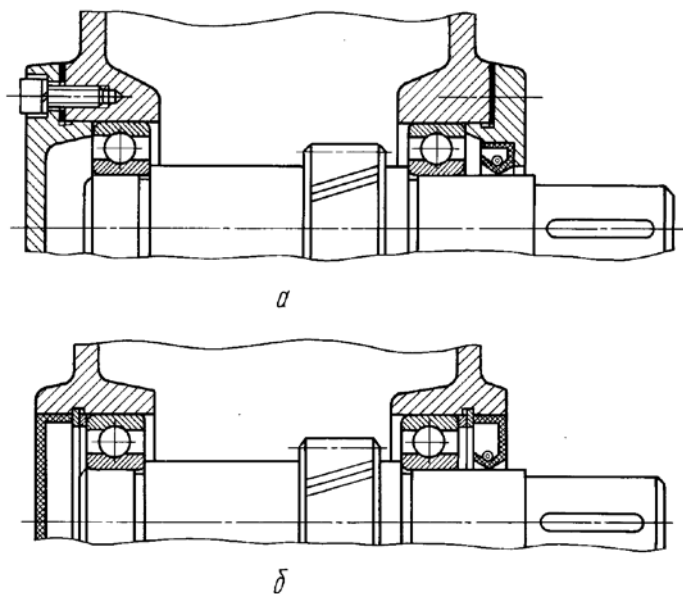


Рис. 3.10

Отверстие со стороны корпуса, где вал не выходит наружу, удобно закрывать пластмассовой крышкой. Герметизацию соединения обеспечивают герметиком (см. приложение Б). Со стороны корпуса, где вал выходит наружу, предусматривают уплотнение. У нас в стране для уплотнения валов обычно применяют резиновые армированные манжеты для валов (ГОСТ 8752-79). Чтобы избежать применения крышки подшипника для установки манжеты, следовало бы брать манжету с наружным диаметром, равным расточке под подшипник (см. рис. 3.10, б). Немецкие стандарты и стандарты ISO предусматривают наличие манжет с наружным диаметром равным наружному диаметру подшипников серии 200, ранее называвшейся легкой серией подшипников. У нас в стране вопрос о серийном выпуске таких манжет пока не

[Оглавление](#)

решен. Выпускаются серийно манжеты с наружным диаметром, соответствующим лишь серии диаметров 100, которая ранее называлась особолегкой серией. Из сопоставления конструктивных исполнений рис.3.10, *а* и рис. 3.10, *б* следует целесообразность налаживания на отечественных заводах выпуска манжет повышенного наружного диаметра.

Напомним, что пружинные упорные плоские наружные кольца концентрические (ГОСТ 13940-86) и эксцентрические (ГОСТ 13942-86) допускают осевое нагружение, но требуют, чтобы: углы у основания и наружной кромки канавки, предназначенной для установки кольца, не имели скруглений и фасок; распорная втулка не имела скруглений и фасок; если силы близки к предельным значениям, оговоренным в стандартах на упорные пружинные кольца, предел прочности материала корпуса был не менее 300 МПа.

Итак, масса редуктора может быть значительно уменьшена, если для передачи осевых сил от вала на корпус вместо привертных или закладных крышек использовать пружинные упорные кольца.

3.3.3 Осевой зазор в подшипниках регулируемых типов

Радиально-упорные подшипники требуют регулировки осевого зазора. В отечественных мотор-редукторах требуемый осевой зазор в радиально-упорных подшипниках обеспечивают, как правило, или набором металлических прокладок между корпусом редуктора и крышкой при установке подшипников «враспор» (рис. 3.11, *а*), или круглой шлицевой гайкой при установке подшипников «врастяжку»

[Оглавление](#)

(3.12, а). Использование таких методов регулировки предполагает возможность проведения регулировок в течение всего срока службы изделия.

За рубежом многие фирмы-изготовители (в частности фирма SEW) гарантируют своим мотор-редукторам в настоящее время ресурс ~~25000~~ 100000 ч. без регулировки зазоров в подшипниках в течение срока службы. Отказ от регулировок, проводимых при выполнении регламентных работ, уменьшил массу редуктора. Требуемые зазоры в подшипниках при сборке редуктора обеспечивают компенсационной втулкой (рис. 3.11, б), осевой размер которой вычисляют из расчета соответствующей размерной цепи.

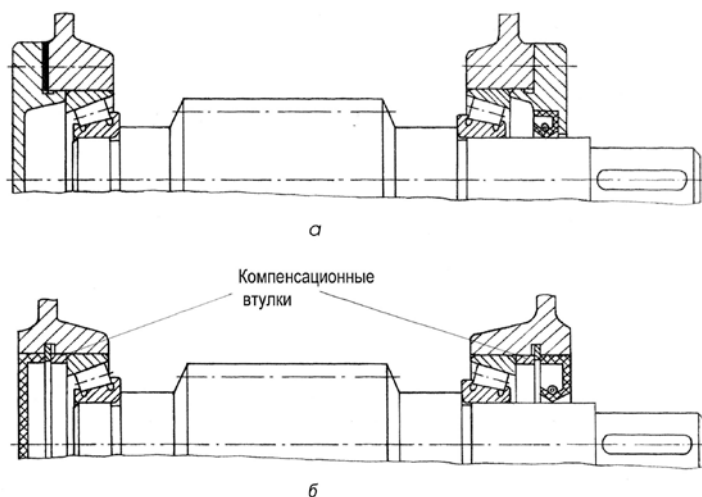


Рис. 3.11

В конических передачах, кроме обеспечения требуемого осевого зазора в радиально-упорных подшипниках

[Оглавление](#)

необходимо, чтобы совпали вершины делительных конусов шестерни и колеса. В отечественных передачах для этого используют наборы металлических прокладок (см. рис. 3.12, а), а в зарубежных устанавливают компенсационные втулки по наружному диаметру подшипников валов шестерни и колеса (см. рис. 3.12, б).

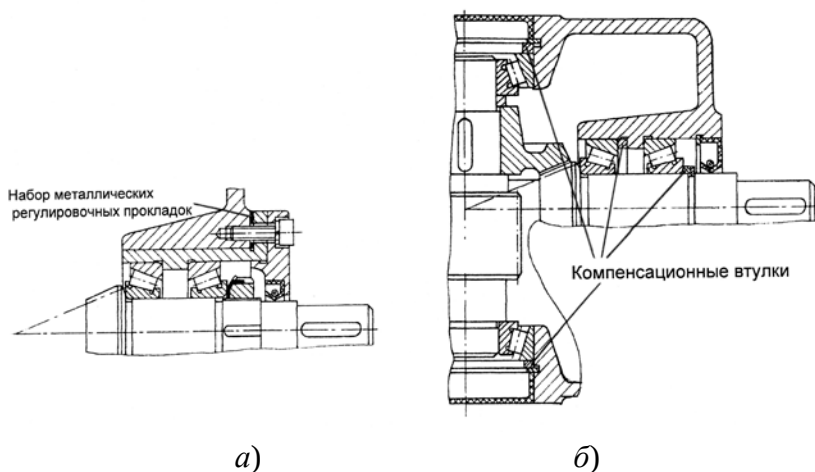


Рис. 3.12

Отказ от регулировок стал возможным в связи с повышением твердости дорожек качения подшипников, повышением чистоты обработки поверхностей контакта и улучшением стабильности производства.

Во всех отечественных червячных передачах и в большинстве зарубежных, изготовленных до 1998 г., опорами вала червячного колеса служат конические подшипники. Это объясняют обычно тем обстоятельством, что, хотя на валу червячного колеса осевые силы не велики и их могли бы воспринимать однорядные радиальные шарикоподшипники, в

[Оглавление](#)

качестве опор необходимо использовать подшипники с высокой осевой жесткостью, так как регулировка пятна контакта в зацеплении производится в ненагруженном состоянии передачи, а при нагрузке пятно контакта может сместиться.

В последнее время фирмы Rotor (Нидерланды), SEW, Nord, Bauer, Flender (Германия), Bonfiglioli, Motovario, Vox (Италия) для опор вала червячного колеса при вращающих моментах на его валу до 3000 Н·м, если нагрузки на выходной конец вала не повышенная (например, используется насадное исполнение мотор-редуктора), применяют однорядные радиальные шарикоподшипники, объясняя это тем, что смещение пятна контакта величиной 0,01 мм практически не сказывается на работоспособности передачи. В мотор-редукторах же с большими нагрузками на выходной конец вала, например использующихся для привода мешалок, валы червячных колес опирают [фирма ZAE (Германия)] на конические роликоподшипники.

Подводя итог, заключаем, что заметна тенденция снижения массы и трудоемкости изготовления современных мотор-редукторов за счет отказа от регулировок их подшипников во время эксплуатации.

3.3.4 Подшипники тихоходного вала мотор-редуктора

Технический уровень мотор-редуктора определяется не только его относительной массой, но и допустимыми значениями радиальной и осевой нагрузок на выходной конец тихоходного вала. В российском стандарте ГОСТ Р 50891-96 «Редукторы общемашиностроительного

[Оглавление](#)

применения. Общие технические условия» значение радиальной нагрузки на выходной конец тихоходного вала задано в зависимости от вращающего момента на этом валу и принимается, что осевая нагрузка отсутствует. Зарубежные мотор-редукторы при том же крутящем моменте на тихоходном валу допускают, как правило, большие радиальные и осевые нагрузки по сравнению с российским стандартом.

Для увеличения допустимых радиальных и осевых нагрузок необходимо устанавливать на тихоходном валу подшипники повышенной грузоподъемности.

Одним из способов решения проблемы является применение вместо тихоходного вала, изготовленного зацело (рис. 3.13, *а*), полого вала (рис. 3.13 *б*), как это сделано у мотор-редукторов SEW, Nord, Bauer и др., которое наряду с расширением возможностей присоединения к различным приводным устройствам увеличивает внутренний диаметр подшипников тихоходного вала, что влечет за собой повышение их грузоподъемности.

Другим способом будет установка на выходном валу подшипников разных диаметров, причем с подшипником большего диаметра у выходного конца вала.

Обобщая сказанное, заключаем, что допускаемые нагрузки на выходной конец вала мотор-редуктора являются одним из критериев его качества. Их можно определять, задавшись ресурсом, расчетом допустимых нагрузок на выбранные подшипники.

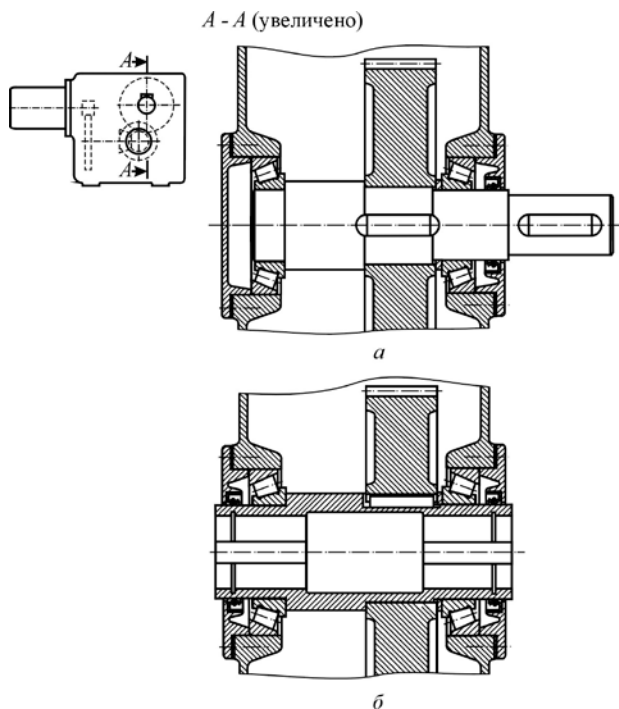


Рис. 3.13

3.3.5 Опорно-поворотные подшипники в мотор-редукторах

На рис. 3.14, а изображен привод ленточного транспортера. Привод осуществляется одноступенчатым цилиндрическим мотор-редуктором с внутренним зацеплением. Представлено два варианта опор тихоходного вала этого редуктора. Опоры выполнены в виде конических роликовых подшипников, установленных «врастяжку», и имеют в первом варианте одинаковый диаметр обоих подшипников, а во втором – разный (на рисунке изображен

[Оглавление](#)

конический подшипник серии диаметров 100, который есть в зарубежных каталогах). Регулировку осевого зазора в подшипниках осуществляют гайкой. Благодаря размещению одного подшипника внутри другого, второй вариант получается более компактным в осевом направлении.

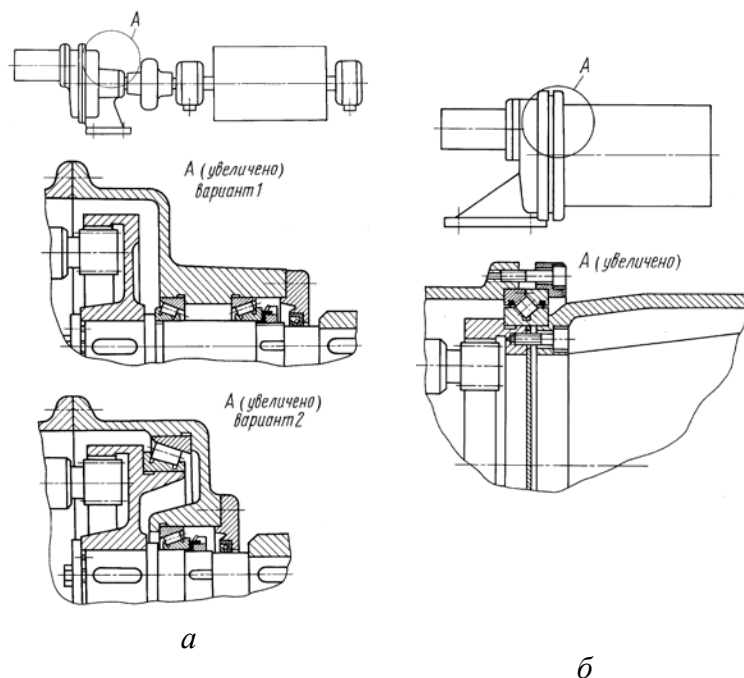


Рис. 3.14

Опорно-поворотные подшипники, в отличие от обычных подшипников, позволяют реализовать для валов одноопорное закрепление благодаря тому, что они могут воспринимать осевую и радиальную силы, а также опрокидывающий момент. На рис. 3.14, б изображен тот же привод ленточного транспортера с одноступенчатым цилиндрическим мотор-редуктором с внутренним зацеплением, но в качестве опоры

[Оглавление](#)

колеса с внутренним зацеплением применен опорно-поворотный подшипник. В связи с тем, что это колесо имеет достаточно большой диаметр, оказалось удобным использовать в качестве опоры такой подшипник с большим средним диаметром. При этом, учитывая, что подшипник допускает нагружение опрокидывающим моментом значительной величины, на этом же подшипнике закреплен и барабан ленточного транспортера. Из чертежа видно, что тихоходный вал оказался ненужным. Таким образом, благодаря замене двух радиально-упорных подшипников одним опорно-поворотным удалось не только снизить осевой габаритный размер, но и массу привода.

В отечественных волновых мотор-редукторах опорами тихоходного вала обычно служат два подшипника, установленные «врасяжку». Так, например, выполнен волновой мотор-редуктор МВз-2, изображенный на рис. 3.15, *а*. Фирма Harmonic Drive AG, в отличие от принятого в России конструктивного исполнения, в последних своих разработках для опоры тихоходного вала волнового мотор-редуктора использует опорно-поворотный подшипник (см. рис. 3.15, *б*). Мотор-редуктор при этом значительно укорачивается, а допустимые радиальная и осевая нагрузки на выходной конец вала и опрокидывающий момент существенно возрастают.

Возможные конструктивные исполнения опорно-поворотных подшипников представлены на рис. 3.16.

Сдвоенный радиально-упорный подшипник (рис. 3.16, *а*) по конструкции не отличается от применяемого в общем машиностроении. Его устанавливают, например, в опоре автомобильного подъемного крана.

[Оглавление](#)

Подшипник с четырехточечным контактом (рис. 3.16, б), в отличие от серийно выпускаемых в стране радиально-упорных подшипников типов 116000 и 176000, не имеет разъема по одному из колец. Закладка шариков и распирающих шариков втулок производится через отверстие в боковой поверхности наружного кольца, закрываемого затем вкладышем (рис. 3.16, в). При этом вкладыш, вследствие наличия зазора c , не передает нагрузки. Это практически не снижает грузоподъемности подшипника, так как число тел качения достаточно велико. В связи с неровной поверхностью дорожки качения наружного кольца, подшипник не следует применять при высоких частотах вращения.

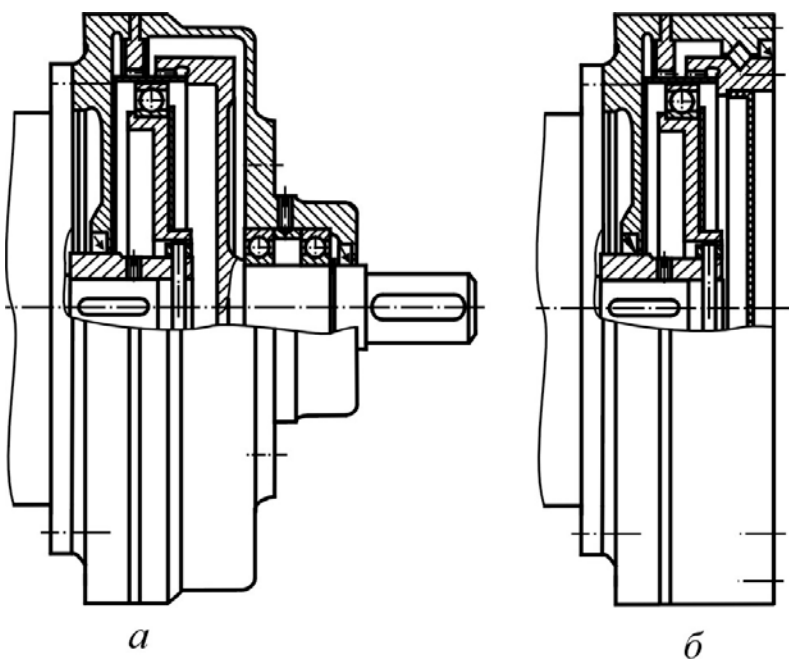


Рис. 3.15

[Оглавление](#)

Проволочный подшипник (рис. 3.16, *з*) состоит из шариков, четырех согнутых по дуге отрезков закаленной проволоки, концы которых имеют косые срезы (соединение «на ус»), и сепаратора из совокупности гребешковых элементов, каждый из которых надет на два соседних шарика. Такой подшипник установлен, например, в основании робота ПР161/60.1, выпускаемого АвтоВАЗом, и обеспечивает поворот робота вокруг вертикальной оси.

Подшипник с перекрёстным расположением роликов (рис. 3.16, *д*) отличается повышенной жесткостью при малых толщине и ширине колец. Сепаратор состоит из цилиндров, распирающих ролики. Торцы этих цилиндров имеют вогнутые поверхности по форме ролика. Указанный подшипник встраивают в запястье руки робота, используют в качестве опоры поворотного стола станков и в других случаях.

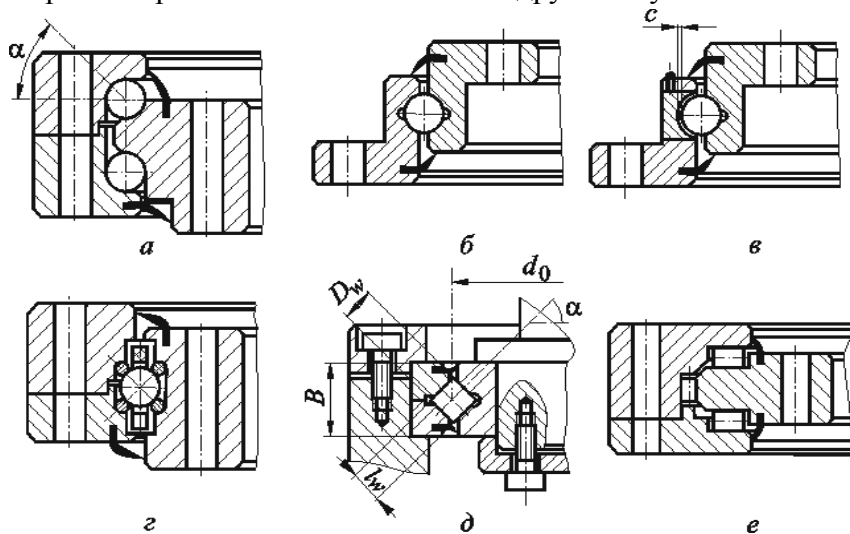


Рис. 3.16

Трехрядный роликоподшипник (рис. 3.16, е) состоит из двух упорных и одного радиального роликоподшипников. Его применяют в ковшовых экскаваторах, в автомобильных подъемных кранах и на плавучих нефтедобывающих платформах. У трехрядного подшипника двухстороннюю осевую нагрузку и опрокидывающий момент воспринимают два упорных подшипника, причем нагрузка по телам качения распределяется также, как и в сдвоенном и в проволочном подшипниках.

Опорно-поворотные подшипники у нас в стране выпускаются индивидуально или мелкосерийно и не вошли пока в отечественные каталоги, хотя во всем мире их применение неуклонно расширяется. Поэтому их расчет следует проводить по контактным напряжениям. Расчет и рекомендации по конструированию опорно-поворотных подшипников приведены в работе [11] и в приложении Е.

Подводя итог, отметим, что использование опорно-поворотных подшипников способно повысить технический уровень мотор-редукторов за счет снижения их металлоемкости и уменьшения габаритных размеров.

3.4 Резьбовые соединения

Отечественная литература [8, 24, 26] рекомендует для редукторов: использовать винты класса прочности 6.6; назначать диаметр винтов в зависимости только от выходного момента на валу. Например, диаметр винтов d , мм, стягивающих крышку с корпусом редуктора, назначать по эмпирической формуле $d = T^{0,33}$, а стягивающих мотор-

[Оглавление](#)

редуктор с рамой (обычно в соединении используют четыре винта), принимать по эмпирической формуле $d = 1,56T^{0,33}$, где T – вращающий момент, Н·м, на выходном валу редуктора. В работе [25] приводится рекомендация назначать $d = (0,08 \div 0,12)a_{\text{вт}}$, где $a_{\text{вт}}$ – межосевое расстояние тихоходной ступени. Такими расчётами не учитываются расстояние между винтами в соединении, нагруженном опрокидывающим моментом и сила затяжки винтов, а, следовательно, и действительное значение сил, нагружающих винты. Этот подход завышает необходимый диаметр винтов, повышает размеры фланцев и массу мотор-редуктора.

В современных мотор-редукторах фирм Bauer, SEW, Nord (Германия) и др. для соединения редуктора с рамой, для притягивания крышки редуктора и крышек подшипников к корпусу и в клеммовых соединениях используют высокопрочные винты классов прочности 8.8, 10.9 и 12.9 с указанием необходимого их момента завинчивания (табл. 3.1). При этом используются значительно меньшие диаметры винтов, чем принято в России. Но от диаметра винта зависит размер фланца, а следовательно, и масса мотор-редуктора.

Таблица 3.1

Моменты завинчивания, Н·м

Резьба	Класс прочности			Резьба	Класс прочности		
	8.8	10.9	12.9		8.8	10.9	12.9
M3	1,28	1,80	2,15	M12	83	117	140
M3,5	1,96	2,75	3,30	M14	132	185	220
M4	2,90	4,10	4,95	M16	200	285	340
M5	5,75	8,10	9,70	M18	275	390	340
M6	9,90	14,0	16,5	M20	390	550	660
M8	24	34	40	M22	530	745	890

[Оглавление](#)

M10	48	67	81	M24	675	950	1140
-----	----	----	----	-----	-----	-----	------

Наши расчеты показывают, что данные, приведенные в табл. 3.1, соответствуют моментам завинчивания винтов, вычисленным по формуле

$$T_{зав} = F_{зат} [\operatorname{tg}(\varphi' + \psi) d_2 / 2 + f_t d_t / 2] \quad (3.1)$$

при $\sigma_{зат\ в} = 0,7\sigma_T$ [в справочнике по резьбовым соединениям [2] рекомендуется $\sigma_{зат\ в} = (0,6 \div 0,7)\sigma_T$] и $f_p = f_t = 0,15$, где $F_{зат} = \sigma_{зат\ в} \pi d_3^2 / 4$ – сила затяжки винта; $\sigma_{зат\ в}$ – напряжение затяжки винта; σ_T – предел текучести материала винта; d_3 – внутренний диаметр резьбы винта; $d_2 = d - 0,65P$ – средний диаметр резьбы; P – шаг резьбы; $\varphi' = \operatorname{arctg}(f_p / \cos 30^\circ)$ – приведенный угол трения; $\psi = \operatorname{arctg}[P / (\pi d_2)]$ – угол наклона винтовой линии резьбы по ее среднему диаметру; f_p, f_t – коэффициенты трения в резьбе и по торцу; d_t – средний диаметр торца гайки.

Уточненный расчет резьбовых соединений мотор-редукторов приведен в приложении Ж.

При проектном расчете ориентировочный диаметр винтов крепления мотор-редуктора к раме (см. рис. Ж.1 приложения Ж) рекомендуем находить из условия, что максимальное напряжение в винте $\sigma_{\max\ м-р}$ не превышает предел текучести σ_T материала винта, где

$$\sigma_{\max\ м-р} \approx 1,3 \cdot 0,7\sigma_T + 0,25[T/(4x)][4/(\pi d_3^2)]; \quad (3.2)$$

T – вращающий момент на выходном валу; x – расстояние от винта до нейтральной оси плоскости стыка; 0,25 – коэффициент основной нагрузки (величина завышена по сравнению с реальной для компенсации отсутствия учета других параметров).

[Оглавление](#)

Ориентировочный диаметр винтов крепления крышек подшипников (см. рис. 3.13, а) рекомендуем находить из условия $\sigma_{\max \text{ кр}} < \sigma_T$, где

$$\sigma_{\max \text{ кр}} \approx 1,3 \cdot 0,7 \sigma_T + 0,25(F_a/z)[4/(\pi d_3^2)]; \quad (3.3)$$

F_a – осевая сила, нагружающая подшипник; z – число винтов крышки.

Подводя итог, заключаем:

В резьбовых соединениях следует использовать винты классов прочности 8.8, 10.9 и 12.9.

Определение диаметров винтов при проектных расчетах следует выполнять по формулам (3.2), (3.3), а при уточненных проверочных расчетах пользоваться методикой, изложенной в приложении Ж.

На сборочных чертежах необходимо указывать моменты завинчивания винтов, рассчитав по формуле (3.1) или взяв их из табл. 3.1.

3.5 Предотвращение самоотвинчивания в резьбовых соединениях

В автомобилях США и Западной Европы уже почти 20 лет в соединениях не применяют [3] пружинные шайбы, так как те обеспечивают отсутствие самоотвинчивания лишь при статической нагрузке на соединение и при отсутствии вибраций машины, хотя у нас в стране их продолжают использовать. Так например, в автомобиле «Газель» пружинных шайб установлено почти 1000 штук, в автомобиле «Калина» – 500.

Там, где нагрузка переменная или имеют место вибрации применяют в нашей стране, как правило, стопорение

[Оглавление](#)

пластическим деформированием шайбы, шплинта или проволоки. Например, для соединения шатуна с его крышкой в двигателе внутреннего сгорания до последнего времени обычно использовали два винта с мелкой резьбой, которые затягивали корончатыми гайками и стопорили шплинтами. Фирма Volkswagen (Германия) в последнее время устанавливает в такое соединение винты с крупной резьбой, обеспечивая отсутствие самоотвинчивания регламентированной силой затяжки винтов и нанесением на резьбу «резьбового фиксатора», который выпускается в виде жидкости или геля.

Для оценки сопротивляемости крепежа самоотвинчиванию при действии вибрации в Германии разработан тест Юнкера, изложенный в немецком стандарте DIN 65151-2002 «Авиакосмическая серия. Динамические испытания стопорящих характеристик крепежных элементов в условиях поперечного нагружения (вибрационное испытание)». На рис. 3.17 в координатах время t – относительное ослабление силы затяжки $(F_{\text{зат}} - \Delta F_{\text{зат}})/F_{\text{зат}}$ представлены результаты динамических испытаний [5, 34] на самоотвинчивание резьбового крепежа. Сила предварительной затяжки винта была одинакова и контролировалась тензорезисторами. Испытания каждого вида стопорения проводилось до 80 % потери предварительной затяжки винта. Если такой потери предварительной затяжки не возникало, то испытания длились 80 с. Испытания болтового соединения без стопорного устройства (кривая 1) продолжались 10 с., с пружинной шайбой (кривая 2) – 25 с., с пластмассовым вкладышем на гайке (кривая 3) – 35 с., с зубчатой стопорной шайбой (кривая 4), с нанесением на резьбу сухого анаэробного

[Оглавление](#)

клея (кривая 5) и жидкого анаэробного клея (кривая 6) – 80 с. Из анализа графиков видно, что наиболее надежное стопорение обеспечивают «резьбовые фиксаторы».

Виды «резьбовых фиксаторов» приведены в приложении Б. В ассортименте «резьбовых фиксаторов» есть препараты со слабой (допускает последующую разборку) и сильной степенью фиксации. Благодаря отсутствию контакта с кислородом и влагой, после нанесения на поверхность резьбы фиксатора резьбовые элементы не подвержены коррозии, что облегчает разборку. Дополнительный положительный эффект – герметизация соединения.

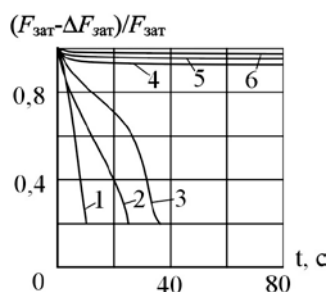


Рис. 3.17

Итак, для предотвращения самоотвинчивания в мотор-редукторах предпочтительно применять стопорение «резьбовым фиксатором».

3.6 Шпоночные соединения

В шпоночном соединении в большинстве случаев применяют призматические шпонки, которые выпускаются по

[Оглавление](#)

ГОСТ 23360-78 с концами: скруглёнными (исполнение 1); с плоскими (исполнение 2); с одним скруглённым и другим плоским (исполнение 3). В соединении вал-ступица следует создавать натяг, обеспечивающий нераскрытие стыка. Поэтому ступицу на вал обычно напрессовывают по посадке H7/p6.

В мотор-редукторах фирм Bauer, SEW, Nord (Германия) и многих других зарубежных фирм наиболее распространены шпонки исполнения 2 (их обозначение «Шпонка II ГОСТ 23360-78»).

На рис. 3.18 представлены двухступенчатый (а) и трёхступенчатый (б) мотор-редукторы фирмы SEW насадного исполнения с полым выходным валом.

Двухступенчатый мотор-редуктор имеет шпоночный паз, а трёхступенчатый – шлицы в отверстии выходного вала. На рисунке отверстие выходного вала закрыто пластмассовыми крышками. В такой комплектации изделия поставляются покупателю. Зубчатое колесо передает вращающий момент на тихоходный вал шпонкой с плоскими концами, что позволяет включить в работу всю длину ступицы. Зубчатое колесо на промежуточном валу смещено в двухступенчатом мотор-редукторе влево, а в трехступенчатом – вправо, что позволяет устанавливать этот вал с зубчатым колесом как в один, так и в другой мотор-редуктор.

Расчетная длина шпонки определяется из расчета на смятие.

Подводя итог, заключаем, что призматические шпонки исполнения 2 имеют ряд преимуществ по сравнению с призматическими шпонками исполнения 1, так как они позволяют: передавать вращающий момент всей длиной

[Оглавление](#)

ступицы (следовательно, в ряде случаев длину ступицы можно несколько уменьшить); использовать один и тот же вал в разных модификациях мотор-редукторов; удешевить изготовление шпонок, получая их из калиброванного проката, нарубленного на куски определенной длины.

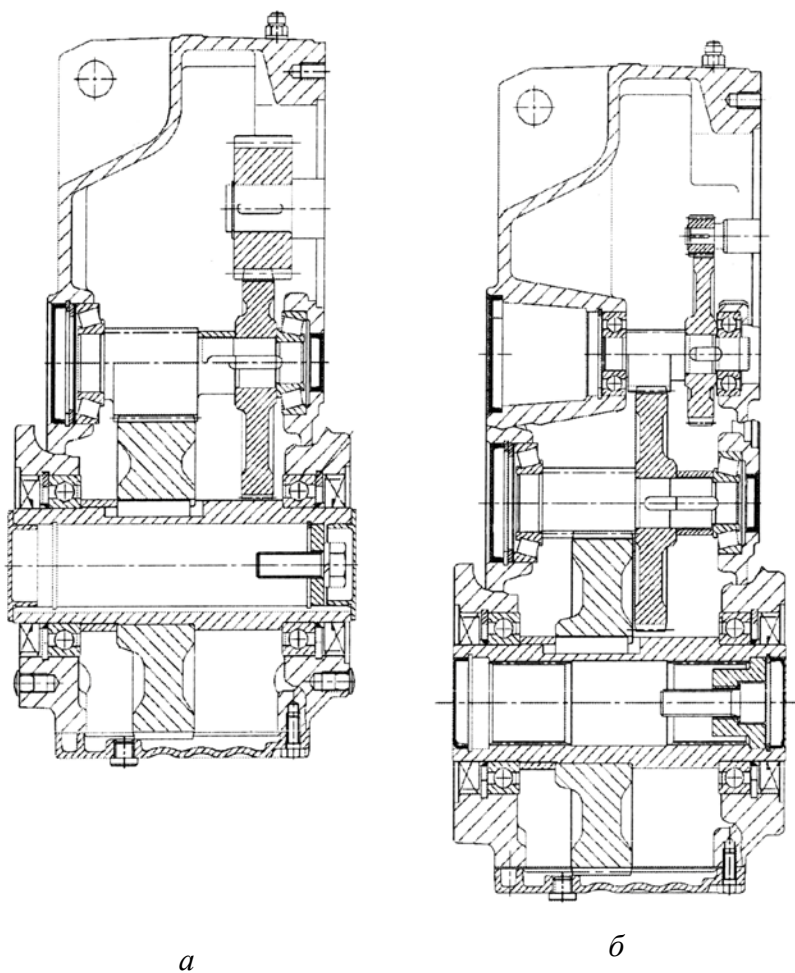


Рис. 3.18

[Оглавление](#)

3.7 Корпуса мотор-редукторов и их унификация

Корпуса редукторов с моментом на выходном валу до 400 Нм многие зарубежные фирмы (Bonfiglioli, Innovari, Renold и др.) изготавливают литьем под давлением из алюминия. В отливке предусматривают гладкие отверстия под винты. При сборке мотор-редуктора в эти отверстия завертывают резьбовыдавливающие винты. Корпус не окрашивают.

При моменте на выходном ~~валу~~ ^б 400 Нм корпуса изготавливают из чугуна, окрашивая поверхности термоотверждающейся эпоксидной краской.

Размеры лап крепления мотор-редуктора к раме определяются не только диаметром применяемых винтов, но и типом гаечного ключа, используемого для затяжки резьбового соединения. Если ориентироваться на применение гаечного ключа с открытым зевом или торцового шестигранного, то размеры L , K и E лапы (рис 3.19) будут связаны с размером винта (гайки) под ключ S соотношениями, вытекающими из необходимости обеспечения угла поворота ключа 60° . При использовании накидного ключа (кольцевого) с двенадцатигранным отверстием под винт (гайку) следует обеспечить угол поворота ключа лишь 30° , а если применять трещеточный ключ на 45 или 72 зуба, то потребуется угол поворота соответственно всего 8 или 5° .

Корпус редуктора – наиболее сложная для изготовления и затратная деталь мотор-редуктора. Чтобы удешевить изготовление мотор-редуктора, многие фирмы идут по пути использования одинакового корпуса в разных типах мотор-редукторов.

[Оглавление](#)

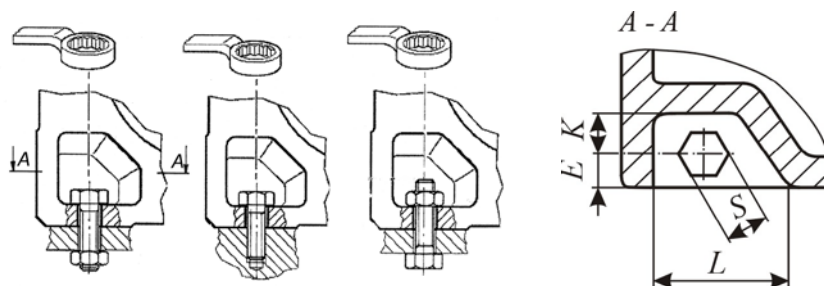


Рис 3.19

Фирма Renold (Великобритания) в одном и том же корпусе (рис. 3.20) выпускает цилиндро-коническо-цилиндрический (рис. 3.21, а) и цилиндро-червячный (рис. 3.20, б) мотор-редукторы.



Рис. 3.20

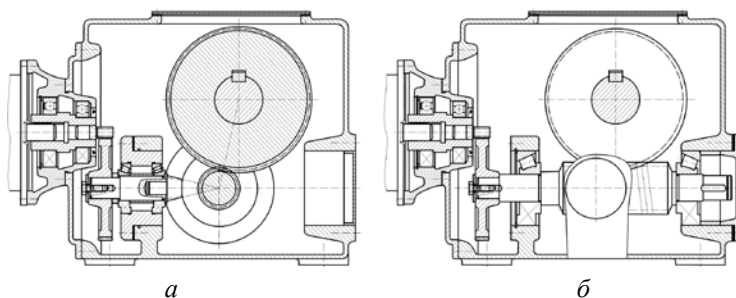


Рис. 3.21

[Оглавление](#)

Фирма Sumitomo (Япония) изготавливает серию мотор-редукторов Paramax 9000 с одинаковыми корпусами, которые могут быть выполнены цилиндрическими (рис. 3.22, *а*), коническо-цилиндрическими (рис. 3.22, *б*), или коническо-цилиндрическими с приводом от двигателя через клиноременную передачу (рис. 3.22, *в*). Причем один и тот же мотор-редуктор можно установить по-разному: горизонтально с выходным концом вала вбок (рис. 3.23, *а*); горизонтально с выходным концом вала вниз (рис. 3.23, *б*); вертикально (рис. 3.23, *в*). Для этого следует лишь переставить пробку-отдушину вверх и изменить уровень заливки масла.

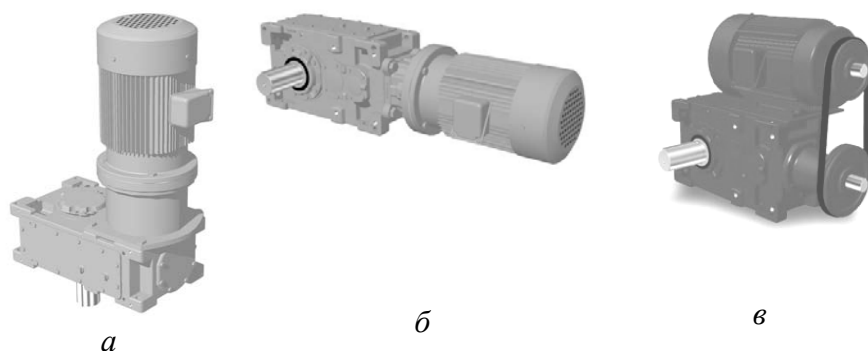


Рис. 3.22

Фирма Renold также в одном корпусе выпускает цилиндрические редукторы (рис. 3.24, *а*) и коническо-цилиндрические редукторы с горизонтальной (рис. 3.24, *б*) и вертикальной (рис. 3.24, *в*) конической ступенью. Отличаются эти корпуса от корпусов серии Paramax 9000 тем, что имеют горизонтальную плоскость разъёма по осям валов. Аналогично сконструирована серия RX компании GSM (Германия). Фирма Trames (Испания) изготавливает подобные мотор-редукторы с

[Оглавление](#)

вертикальной плоскостью разъёма по оси симметрии редуктора.

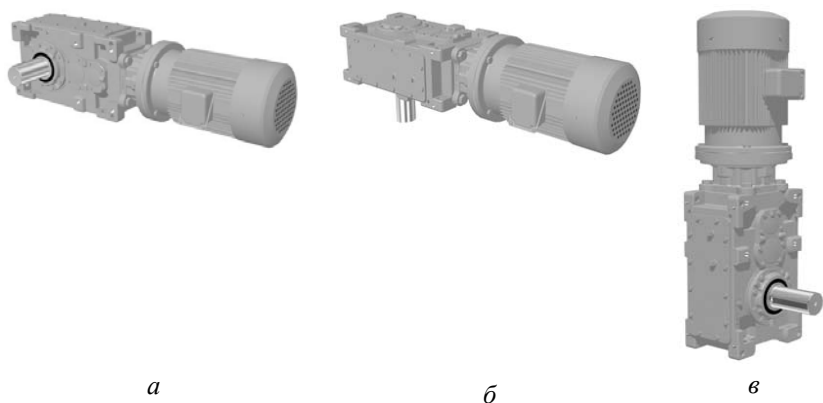


Рис. 3.23

Фирмы Innovari (Италия) и Rotor (Нидерланды) выпускают двухступенчатый и трехступенчатый цилиндрические мотор-редукторы в одинаковом корпусе (рис. 3.25). На рис. 3.26 представлены виды на корпус спереди (*а*), сверху (*б*) и сзади (*в*). Корпус – алюминиевый, отлитый под давлением.

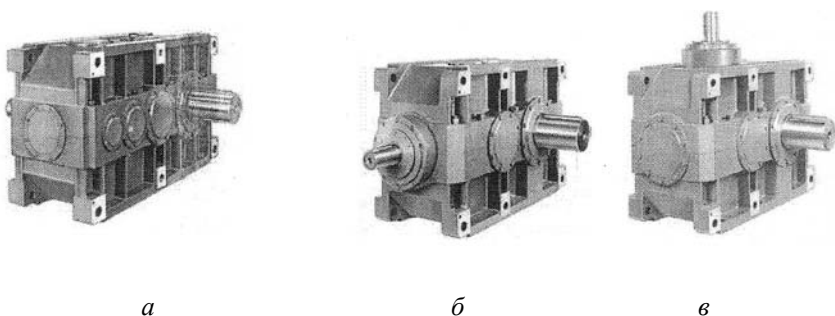


Рис. 3.24

[Оглавление](#)

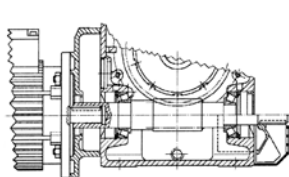
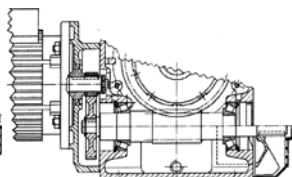
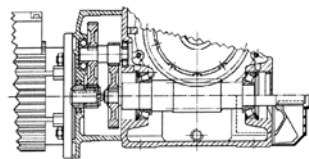


Рис. 3.25

Фирма Rossi (Италия), используя корпус для червячного редуктора (рис. 3.27, *а*), с этим же корпусом изготавливает цилиндро-червячный (рис. 3.27, *б*) и цилиндро-цилиндро-червячный (рис. 3.27, *в*) мотор-редукторы.

*а**б**в*

Рис. 3.26

*а**б**в*

[Оглавление](#)

Рис. 3.27

Обобщаем сказанное:

Корпуса редукторов при моменте на выходном валу до 400 Нм можно изготавливать из алюминия, при большем моменте их изготавливают в основном из чугуна.

Чтобы уменьшить размеры фланцев корпуса, следует использовать высокопрочные винты и применять для затяжки резьбовых соединений трещеточные ключи на 45 или 72 зуба.

Для повышения серийности выпуска корпусов, являющимися наиболее дорогими деталями мотор-редукторов, целесообразно изготавливать корпуса унифицированного назначения.

3.8 Самодействующие муфты

При необходимости защиты привода от перегрузок или от вращения в нежелательном направлении в мотор-редуктор соответственно встраивают предохранительную муфту или муфту свободного хода (обгонную). Чем выше частота вращения вала, тем меньше на нём вращающий момент. Поэтому самодействующие муфты для уменьшения их габаритных размеров стремятся устанавливать на быстроходный вал редуктора или вблизи его.

Предохранительные муфты. Предохранительной муфтой, используемой для соединения валов двигателя и редуктора, может служить дисковая фрикционная муфта, передающая вращающий момент силами трения. Её применяют для защиты двигателя или привода в целом при частых кратковременных перегрузках, возникающих на приводимом механизме. После перегрузки муфта

автоматически восстанавливает свою работоспособность.

В современных мотор-редукторах, если редуктор не самотормозящий (к самотормозящим относят червячные редукторы с углом наклона винтовой линии червяка менее 3°), предохранительную муфту встраивают в компенсирующую, которую устанавливают на быстроходном валу редуктора. Так как вращающий момент на быстроходном валу редуктора сравнительно мал, то для передачи момента достаточно в большинстве случаев двух пар трения закаленная сталь–ретинакс или закаленная сталь–металлокерамика без смазывания поверхностей контакта. Комбинированная компенсирующе-предохранительная муфта, изображенная на рис. 3.28, основана на следующем принципе действия. Момент от полумуфты на ведомый диск, который имеет наружные шлицы, зацепляющиеся с обоймой зубчатой муфты, передается силами трения, возникающими в контакте с ведомым диском фрикционных дисков, изготовленных из ретинакса или металлокерамики. Прижатие двух фрикционных дисков к нажимному и ведомому дискам, а также к ведомому диску и полумуфте создаётся одной или несколькими тарельчатыми пружинами. Силу нажатия пружин на диски регулируют нажимными винтами, завёрнутыми в гайку. Ведомый диск центрируется на полумуфте износостойким кольцом, служащим подшипником скольжения. Полумуфта передает вращающий момент на нажимной диск шлицами.

Настройку комбинированной муфты на предельный момент $T_{\text{пр}}$ срабатывания можно производить следующим образом. Комбинированную муфту устанавливают на быстроходный вал какого-либо редуктора. В посадочное

отверстие ведущей полумуфты вставляют фальш-вал со шпонкой. Этот фальш-вал фиксируют от проворота. Гайку

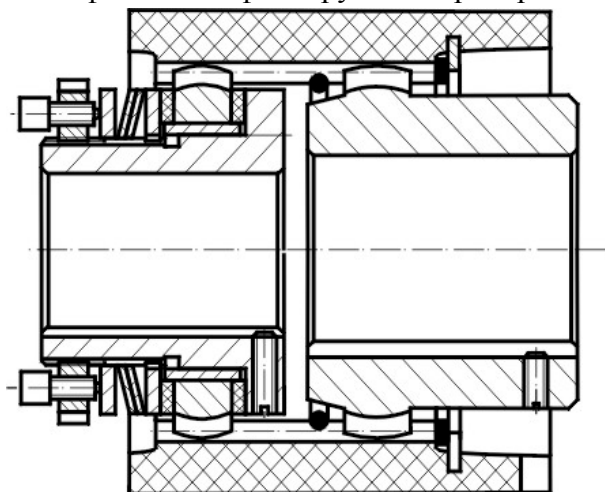


Рис. 3.28

наворачивают на полумуфту до исчезновения осевых зазоров в её деталях. На выходной вал редуктора крепят рычаг. Рычаг нагружают грузом, создающим на входном валу редуктора предельный момент $T_{пр}$. Нажимные винты равномерно закручивают в гайку до тех пор, пока выходной вал под действием груза не перестанет поворачиваться.

Следует отметить, что если бы сила нажатия на пружины создавалась без использования нажимных винтов, то гайка, вследствие необходимости преодоления большого момента завинчивания, могла бы не обеспечить требуемую силу нажатия. Кроме того, в этом случае опорный диск следовало бы снабжать шлицами.

Расчет предохранительной дисковой фрикционной муфты приведен в приложении И.

Если редуктор самотормозящий, то предохранительную муфту устанавливают на тихоходном валу редуктора, чтобы защитить от перегрузок не только двигатель, но и редуктор.

Муфта свободного хода (обгонная). Для предотвращения вращения привода в обратном направлении в мотор-редукторах устанавливают муфту свободного хода роликовую или с распорными эксцентриками. Муфта передаёт вращающий момент, т.е. обеспечивает стопорение в одном направлении и допускает свободное относительное вращение в обратном.

На рис. 3.29 изображен цилиндро-червячный мотор-редуктор с роликовой муфтой свободного хода, установленной на валу червяка. В данном конструктивном исполнении мотор-редуктора муфта позволяет червяку вращаться только в одном направлении и жестко блокирует его при попытке вращении в другую сторону.

На рис. 3.30 представлено два исполнения роликовой муфты свободного хода с роликами: цилиндрическими; эксцентриковыми.

Муфта с цилиндрическими роликами состоит (рис. 3.30, а) из звездочки, роликов и обоймы. Внутренний диаметр D обоймы – основной геометрический параметр муфты. Диаметр d_p и длина l_p роликов обычно составляют $d_p \approx D/8$; $l_p = (1,5 \div 2,0)d_p$. Детали муфты должны иметь повышенную поверхностную твердость во избежание возникновения лунок на их поверхности. Поэтому обычно детали изготавливают либо из шарикоподшипниковой стали

ШХ15, либо из цементуемой или высокоуглеродистой инструментальной стали.

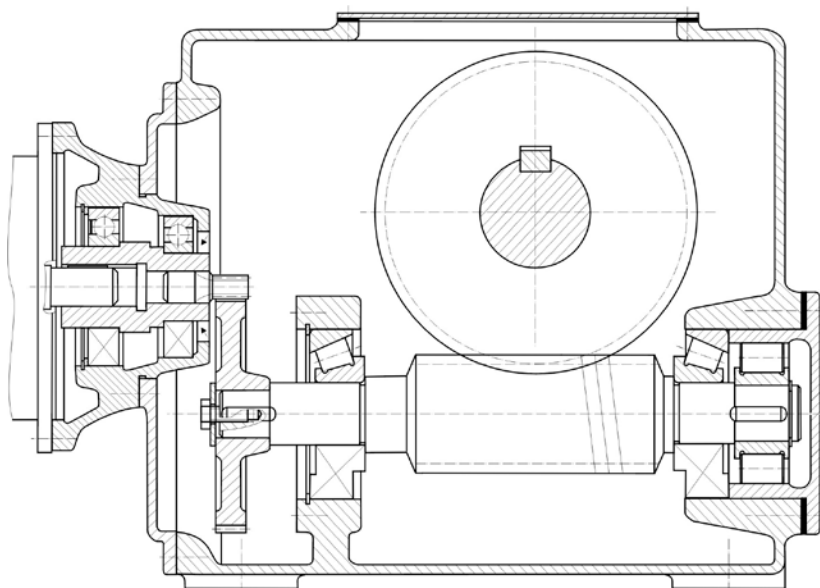


Рис. 3.29

Звездочка и обойма образуют сужающиеся в одном направлении полости, в которых располагаются ролики. Сужение характеризуется углом α . Чтобы не происходило выдавливание ролика в более широкую полость, необходимо, чтобы половина угла α не превышала угла трения. Поэтому обычно $\alpha \approx 7^\circ$. Муфты изготавливают, как правило, с числом роликов z равным 3 или 5. Но можно применять и увеличенное число роликов. Каждый ролик отжимается пружинками в суживающуюся часть полости. Если обойма – ведущая, то муфта, изображенная на рисунке, будет передавать момент при

[Оглавление](#)

вращении против часовой стрелки. Если же ведущей является звездочка, то передача момента будет происходить при вращении по часовой стрелке.

Муфта обеспечивает почти полное отсутствие мертвых ходов и практическую бесшумность работы. Её недостаток – потеря точности срабатывания со временем, возникающая в результате износа роликов после проскальзываний.

Муфта передает вращающий момент T , создавая на плече $a = 0,5 D \sin(\alpha/2)$ (см. рис. 3.30, *a*) моменты от нормальных сил F , возникающих в контакте роликов с обоймой.

Расчет муфты приведен в приложении К.

Муфта с эксцентриковыми роликами состоит (рис. 3.30, *б*) из наружной с внутренним диаметром D и внутренней с наружным диаметром d цилиндрических обойм, а также эксцентрических роликов с радиусом рабочих поверхностей r .

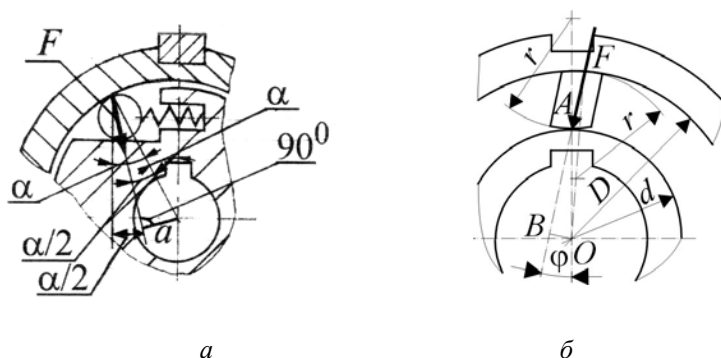


Рис. 3.30

Преимущества такой конструкции по сравнению с ранее рассмотренной: простота изготовления обеих обойм; возможность размещения между обоймами большего

количества роликов; больший радиус кривизны контактирующей поверхности ролика. Ролики позволяют свободно вращаться внутренней обойме против часовой стрелки и заклинивают эту обойму при её вращении по часовой стрелке. Работоспособность муфты обеспечивается при угле $\varphi \approx 4^\circ$.

Муфта передает вращающий момент T , создавая на плече OB моменты от нормальных сил F , возникающих в контакте (точка A) внутренней обоймы с роликами.

Расчет муфты приведен в приложении К.

По результатам анализа рассмотренных конструктивных исполнений самодействующих муфт и по результатам их расчетов (см. приложение И и приложение К) заключаем, что предохранительную муфту и муфту свободного хода можно рекомендовать в ряде случаев к установке на быстроходном или промежуточном валах мотор-редукторов.

Контрольные вопросы

1. В какой степени можно уменьшить относительную массу мотор-редуктора, заменив сборку зубчатых колес с валами вне редуктора их сборкой внутри редуктора?
2. Какими положительными качествами обладает цилиндро-коническо-цилиндрический редуктор по сравнению с коническо-цилиндрическим, червячным и цилиндро-червячным редукторами?
3. Как добиться смазывания всех ступеней передачи редуктора разбрызгиванием жидкого смазочного материала?
4. В чём заключается один из наиболее распространенных на Западе способ проверки уровня масла в редукторах?
5. В каких случаях целесообразно отказываться от привертных или закладных крышек подшипников, обеспечивая передачу осевых сил с валов на корпус установкой в расточках корпуса под подшипники разводных пружинных колец?

Оглавление

6. Как вычислить контактные напряжения при первоначальном контакте в точке или по линии?
7. В каких случаях целесообразно использовать в качестве опор тихоходного вала редуктора опорно-поворотный подшипник? Каковы особенности работы и расчета такого подшипника?
8. Зачем в редукторе используют винты высоких классов прочности? Почему нужны динамометрические ключи для их закручивания?
9. Как следует предотвращать самоотвинчивание?
10. В каких случаях следует устанавливать на валах шпонки исполнения 2?
11. Какова возможна унификация корпусов мотор-редукторов?
12. В какую ступень мотор-редуктора целесообразно встраивать предохранительную и обгонную муфты? Каковы особенности конструкции и расчета этих муфт?

4 Соединение редуктора и рабочего органа

4.1 Виды соединений

Мотор-редуктор можно соединить с рабочим органом, например, с приводным валом ленточного транспортера (рис. 4.1), способами: «вал в вал» (1); компенсирующей муфтой (2); цепной передачей (3); насадив мотор-редуктор на приводной вал (4). Первый способ соединения мало распространен, так как требует соосности отверстий под подшипники в опорах рабочего органа и чреват возможностью возникновения недопустимых сил в опорах соединяемых валов. Второй, третий и четвертый способы соединения находят широкое распространение.

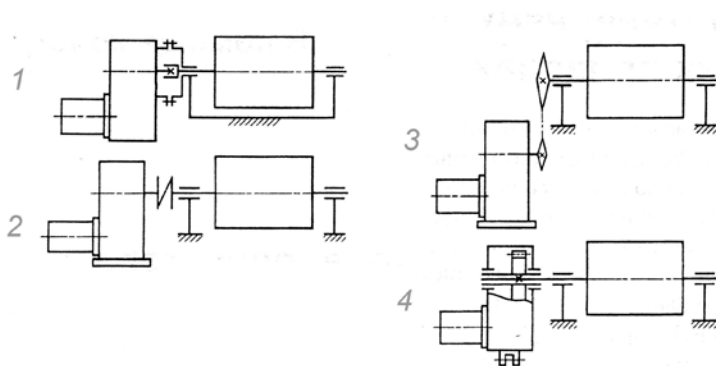


Рис. 4.1

Подробнее остановимся на четвёртом способе: рассмотрим особенности конструирования и расчета насадного соединения.

[Оглавление](#)

4.2 Насадное исполнение мотор-редукторов

Насадное исполнение мотор-редуктора находит достаточно широкое распространение, так как позволяет сократить осевой габаритный размер привода, не опасаясь появления дополнительных реакций в опорах, вызванных неточностью монтажа, ибо и вал редуктора и вал рабочего органа установлены на двух опорах и поэтому образуют статически определимые системы. На рис 4.2, *а* представлен насадной мотор-редуктор с передачей вращающего момента на вал рабочего органа шпонкой, а на рис 4.2, *б*, *в* – силами трения.

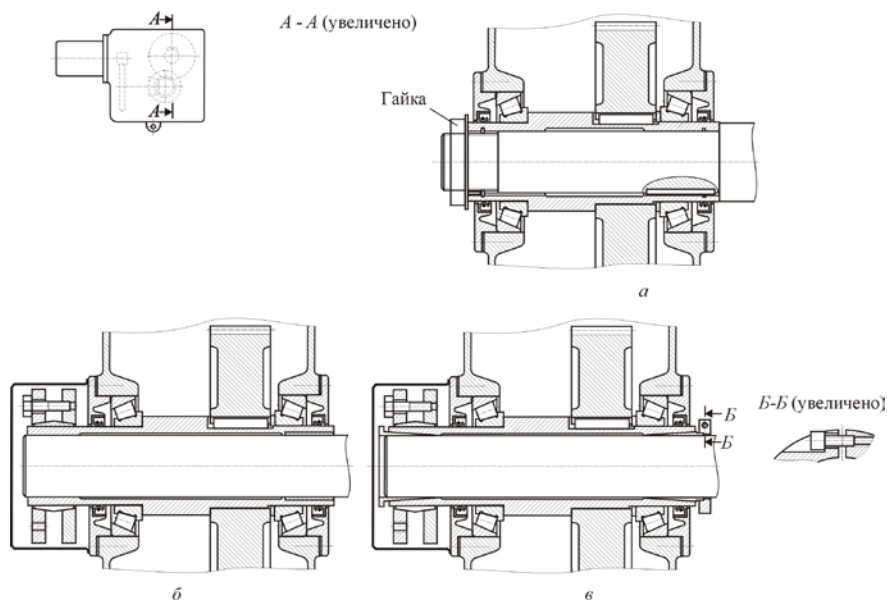


Рис. 4.2

[Оглавление](#)

Передачу вращающего момента шпонкой (см. рис 4.2, а) предусматривают фирмы Alpha, Nord, Bauer, SEW, Paramax, Bonfiglioli, Trames и др. Осевую фиксацию мотор-редуктора на приводном валу в этом случае обеспечивает гайка.

Передачу вращающего момента силами трения с использованием конического кольца, создающего натяг в соединении посредством затяжки винтов (см. рис 4.2, б, в), применяет большинство тех же фирм. Коническое кольцо и винты перед сборкой смазывают, оставляя не смазанными поверхности сопряжения полого и приводного валов.

Если коническое кольцо имеет угол конуса 14° (больший двух углов трения, приблизительно равных 7°), то образуется соединение, автоматически разъединяющееся при снятии усилия затяжки винтов. Такое соединение допускает многократную сборку и разборку, но не обеспечивает достаточно точного радиального центрирования соединяемых деталей.

Большую точность радиального центрирования создает соединение коническим кольцом с углом конуса 3° . Вследствие малости угла конуса в соединении возникает эффект самоторможения. В соединении используют винты класса прочности 10.9 или 12.9. Для разборки такого соединения необходимо предусматривать в нем отжимные винты. Рассмотрим несколько конструктивных исполнений этого соединения.

Муфта состоит (см. рис. 4.2, б) из конического разрезного кольца и двух стягиваемых винтами дисков, в каждом из которых имеется коническое отверстие (подобную конструкцию имеет стяжная муфта Clampex 603 фирмы KTR).

[Оглавление](#)

В одном из дисков предусмотрены резьбовые отверстия под отжимные винты. Для ограждения вращающихся деталей предусмотрена крышка.

Если передаваемый соединением вращающий момент переменный, то под опорой мотор-редуктора, ближайшей к опорам приводного вала, возникают проскальзывания, что может вызвать фреттинг контактирующих поверхностей. Во избежание фреттинга, некоторые фирмы смазывают это место противозадирной пастой (например, Loctite 8155), а фирма KTR рекомендует заменить контакт сталь по стали контактом сталь по бронзе, устанавливая в полый вал для этой цели бронзовую втулку. Полый вал на приводной насаживают по посадке H7/g6, средняя арифметическая высота микронеровностей сопрягаемых поверхностей должна составлять $Ra = 1,6$ мкм.

Фирма SEW Eurodrive для соединения полого вала мотор-редуктора с приводным валом рекомендует зажимную систему TorqLOC (см. рис. 4.2, в), которая предъявляет пониженные требования к точности (допуск h11) и чистоте ($Ra \leq 3,6$ мкм) обработки посадочной поверхности приводного вала, допуская насаживание мотор-редуктора на посадочные поверхности приводного вала разных номинальных диаметров. Соединение зажимной системой отличается от соединения стяжной муфтой Clampex 603 использованием двух конических разрезных втулок (рис. 4.3): стальной под коническим кольцом и бронзовой с противоположной стороны, удерживаемой от осевого смещения силой трения, создаваемой затяжкой винта разрезного зажимного кольца (см. рис. 4.2, в, сечение Б-Б).

[Оглавление](#)



Рис. 4.3

Расчет соединения полого вала мотор-редуктора с приводным валом коническим кольцом приведен в приложении Л.

Реакции в опорах тихоходного вала мотор-редуктора, устанавливаемого на лапах, и насадного различаются друг от друга. Особенностью привода с использованием насадного мотор-редуктора является жесткое закрепление тихоходного колеса мотор-редуктора на приводном валу и образование этим колесом с приводным валом единого целого. Поэтому реакции в опорах мотор-редуктора – силы, передаваемые корпусом редуктора на приводной вал. Они являются результирующими: от нагрузки, действующей в зацеплении тихоходной ступени на зуб шестерни; от силы веса мотор-редуктора; от реакции, возникающей в реактивной тяге. Их следует вычислять из рассмотрения условий равновесия системы «мотор-редуктор», образуемой мотор-редуктором, в котором условно отсутствует зубчатое колесо тихоходной ступени.

Подводя итог, отметим, что в варианте соединения шпонкой габаритный размер привода по длине будет меньшим чем при фрикционном соединении из-за отсутствия стяжной муфты, но второй вариант обладает преимуществом: обеспечивает отсутствие люфта в окружном направлении и не ослабляет полый вал шпоночным пазом. В то же время следует заметить, что второй вариант имеет недостатки: не выполняются требования Госгортехнадзора по обеспечению жесткого соединения мотор-редуктора с приводным валом; возможно возникновение фреттинга в сопряжении полого вала с приводным под опорой, ближней к опорам приводного вала.

Контрольные вопросы

1. Какими положительными качествами обладает насадное исполнение мотор-редуктора?
2. Каковы особенности конструирования и расчета насадного фрикционного соединения мотор-редуктора с приводным валом?

5 Электродвигатели

Электродвигатели исполнения IM300 могут иметь фланцы форм: В5 – см. рис. 5.1, *а*; В14 – см. рис. 5.1, *б*. У фланца В5 отверстия под винты сквозные гладкие, у фланца В14 – глухие резьбовые. Присоединительные размеры фланцев приведены в табл. 5.1. Отечественные электродвигатели в большинстве случаев пока выполняют с фланцами В5.

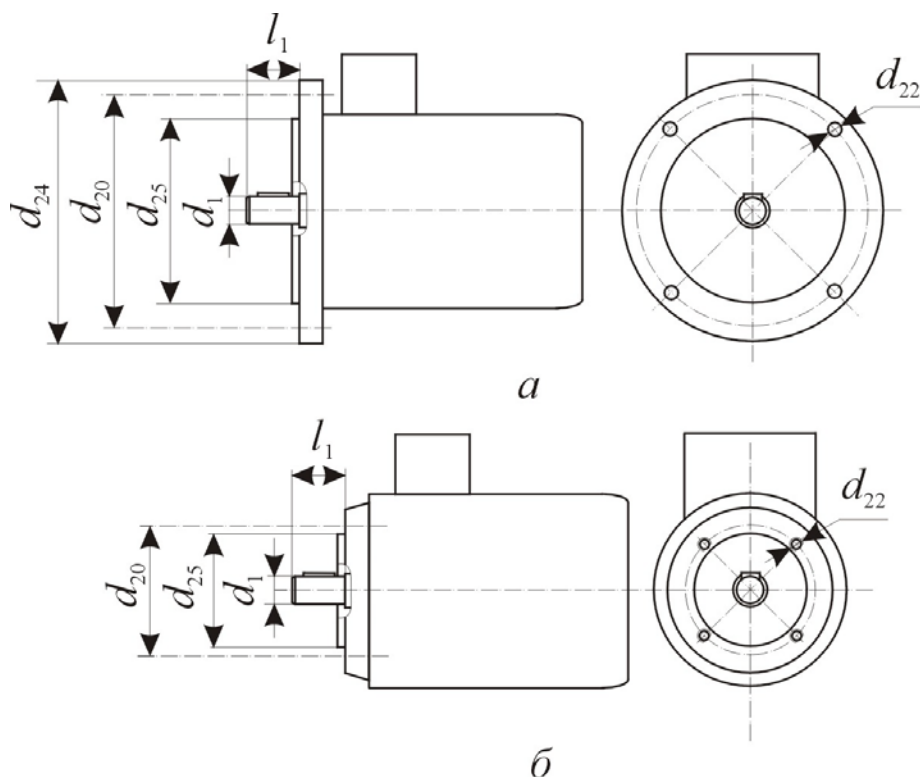


Рис. 5.1

[Оглавление](#)

Таблица 5.1

Размеры фланцев электродвигателей

Типоразмер двигателя	d_1	l_1	Фланец В5				Фланец В14		
			d_{22}	d_{20}	d_{24}	d_{25}	d_{22}	d_{20}	d_{25}
63	11	23	10	130	160	110	M5	75	60
71	14	40	12	165	200	130	M6	85	70
80	19	50	12	165	200	130	M6	100	80
90	24	50	15	215	250	180	M8	115	95
100	28	60	15	215	250	180	M8	130	110
112	32	80	15	265	300	230	M8	130	110
132	38	80	19	300	350	250	M10	165	130

Контрольные вопросы

1. Какие две формы присоединительных фланцев могут иметь электродвигатели исполнения IM300?
2. Какие отверстия имеют фланцы В14 исполнения IM300 электродвигателей?

6 Период приработки

Зубчатые редукторы отечественного изготовления, согласно ГОСТ Р 50891-96, должны допускать введение в эксплуатацию на полную нагрузку без обкатки. Червячные редукторы (кроме применяемых для работы с периодическими остановками) должны эксплуатироваться в течение первых 40 часов без приложения нагрузки, либо с нагрузкой, не превышающей 50% номинальной. В период 200 – 250 часов приработки под нагрузкой КПД червячных и глобоидных редукторов может составлять 0,9 от его номинального значения.

Фирма SEW рекомендует обкатку червячных редукторов в течение 48 часов. После обкатки их КПД повышается: на 12% для однозаходного червяка; на 6% для двухзаходного; на 3% для трехзаходного и пятизаходного; на 2% для шестизаходного.

Фирма Вауер предпочитает обкатку червячных редукторов в течение 200 часов с нагрузкой, составляющей 2/3 от номинальной. После приработки боковая поверхность зубьев выглаживается, повышаются несущая способность боковых сторон зубьев и КПД. После приработки следует заменять смазочный материал в редукторе, а корпус редуктора тщательно промывать с целью удаления частиц износа.

Для зубчатых редукторов период приработки не предусматривается.

Контрольные вопросы

1. Нужен ли период приработки для зубчатых мотор-редукторов?
2. Зачем предусматривают введение периода приработки для червячных и глобоидных мотор-редукторов?

[Оглавление](#)

Приложение А. Жидкие смазочные материалы мотор-редукторов

Для зубчатых передач применяют следующие жидкие смазочные материалы [34]: минеральные масла с антикоррозионными добавками; минеральные масла с добавками жиров; минеральные масла с присадками, содержащими свинец, хлор или серу и фосфор, придающими маслу способность передавать высокие удельные давления (EP-присадки); синтетические масла.

Минеральным маслам, как органическим соединениям, присущи процессы старения, в результате которых может не только увеличиться вязкость масла, но и могут возникнуть коррозионноактивные продукты реакции. Введением соответствующих присадок предотвращают процесс старения.

EP-присадки особенно эффективны для передач (червячных, гипоидных и некоторых других) со смешанным трением в зоне контакта, вызывающим при неблагоприятных условиях заедание или повышенный износ. EP-присадки вызывают физико-химические реакции, в результате которых поверхностно-активные вещества образуют на боковых сторонах зубьев защитные слои, не допускающие непосредственное контактирование рабочих поверхностей зубьев. Эти слои стираются в процессе работы передачи и возникают вновь.

Синтетические масла изготавливают на базе полиэфиров и синтетических углеводородов. Эти масла дороже минеральных, но имеют ряд преимуществ перед ними:

[Оглавление](#)

неокисляемость, термическая и химическая стабильность, большая нагрузочная способность, более благоприятная зависимость вязкости от температуры, в некоторых случаях снижение коэффициента трения и повышение КПД передачи.

Поскольку в цилиндрических и конических зубчатых передачах в полюсе зацепления нет компоненты скорости скольжения, направленной вдоль линии зацепления, то при высокой линейной скорости на начальном диаметре зубчатого колеса между контактирующими поверхностями зубьев создаётся гидродинамический слой масла достаточной толщины, чтобы препятствовать непосредственному контактированию поверхностей зубьев. Это исключает необходимость применения специальных присадок, увеличивающих прочность масляной пленки.

Наоборот, в червячных и гипоидных передачах в полюсе зацепления возникает компонента скорости скольжения, направленная вдоль линии контакта, что препятствует образованию гидродинамического масляного клина. Это делает необходимым введение в смазочные материалы специальных присадок.

Также необходимы присадки в маслах, предназначенных для зубчатых передач, работающих при невысокой окружной скорости на начальном диаметре зубчатого колеса, при которой не образуется гидродинамический слой масла.

Смазывание практически никак не влияет на несущую способность по излому зубьев, но может изменить несущую способность по заеданию контактирующих поверхностей в 10 раз.

[Оглавление](#)

Приложение Б. Клеевые соединения

Клеи соединяют детали друг с другом посредством сцепления поверхности стыкуемых деталей со слоем клея (адгезии) и молекулярными силами связи в слое клея (когезии).

В нашей стране разработкой и производством полимерных материалов, предназначенных для сборки узлов, занимается ФГУП НИИ полимеров имени акад. В.А. Каргина. В этом НИИ разработаны клеи и герметики Анатерм и Унигерм различных марок. Кроме того разрабатывает и производит фиксаторы-герметики Анакрол фирма ООО НПП «Сатурн» [31]. За рубежом одним из ведущих производителей подобной продукции является немецко-американская фирма Henkel, которая разработала клеи и герметики Loctite различных модификаций. Находят распространение также клеи и герметики фирм EuroLoc, Loxeal, Permabond, Permatex, Rite-Lok, Sika Lock, Sonlok.

Клеевые соединения по сравнению с другими видами соединений (шпоночными, резьбовыми, с натягом) позволяют [4, 37] уменьшить металлоемкость конструкции и её стоимость, повысить производительность сборочного процесса, снизить вероятность возникновения фреттинга в местах соединения при эксплуатации, обеспечить герметичность соединения. Кроме того, клеевой слой является хорошим тепло-, звуко- и электроизолятором. Клеи на основе цианоакрилатов хорошо склеивают детали из металла, пластмассы, резины и дерева. Эластичные клеи на основе полиуретана или силикона, кроме того, приспособлены

[Оглавление](#)

выдерживать тепловые расширения и вибрации. Структурные клеи (акрилы-анаэробы), состоящие из одной или двух компонент, обеспечивают высокопрочную склейку деталей из материала с большим модулем упругости и устойчивы к ударным нагрузкам.

Хотя клеевые соединения относят к неразъемным, во многих случаях возможен демонтаж после предварительного нагрева соединения до $250\text{--}400\text{ }^{\circ}\text{C}$, в зависимости от марки используемого адгезива. Перед повторным склеиванием необходимо очистить поверхности механическим способом от остатков клея и их обезжирить.

Фиксация деталей цилиндрической формы с помощью клея увеличивает прочность соединений, уменьшает фреттинг (по данным экспериментальных исследований [1] наличие эпоксидно-полиамидного клея ЭП-1 снижает коэффициент концентрации напряжений в соединении с натягом с 1,9 до 1,2), упрощает процесс сборки, позволяет для сборки использовать тонкостенные детали.

Допускается склеивание как деталей с зазором, так и деталей с натягом, причём с нагревом или без него. Рекомендуются соединения с гарантированным зазором с допусками на отверстие H7 или H8 и допусками на вал g6 или f7, или с натягом по группе переходных посадок, например H7/n6, H7/k6. При соединении с зазором, сборку желательно производить с вращением (рис. Б.1) одной из деталей. При соединении с натягом с помощью нагрева, охватывающую деталь нагревают до температуры не более 200°C , а на охватываемую наносят клей, после чего одну деталь надевают на другую. Рекомендуемый зазор при сборке 0,1 % номинального диаметра. При соединении с натягом без

[Оглавление](#)

нагрева, на концах соединяемых деталей следует предусматривать фаски h шириной 1,0 мм под углом α от 15 до 35° к продольной оси деталей.

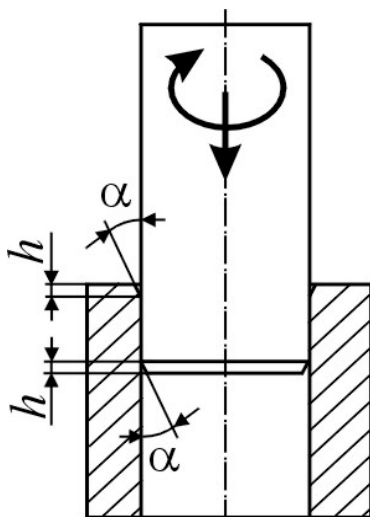


Рис. Б.1

В соединении длиной l и диаметром d момент T и осевую силу F_a , которые может передать соединение, фирма Loctite рекомендует оценивать [39] по формуле

$$[(2T/d)^2 + F_a^2]^{0.5} \leq \pi l d (\tau_b k + p f),$$

где τ_b – предел прочности клея на сдвиг; $k = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 k_6 k_7 k_8$ – коэффициент, учитывающий тип материала, тип, геометрию и температуру соединения, рабочую среду и др.; p – давление, создаваемое натягом; f – коэффициент трения; k_1 – коэффициент материала, равный 1,0 для углеродистой стали, 0,9 для легированной стали, 0,8 для чугуна, 0,8 для

[Оглавление](#)

нержавеющей стали, 0,5 для алюминия, 0,4 для меди и медных сплавов, 0,2 для металлических поверхностей с гальваническим покрытием; k_2 – коэффициент типа сборки, равный для соединения с зазором 1,0, для соединения с натягом с помощью нагрева 1,2, для соединения с натягом без нагрева 0,5; k_3 – коэффициент зазора при соединении деталей с величиной зазора $0,02 \div 0,07$ мм равный $1,0 \div 0,98$ и с величиной зазора $0,07 \div 0,30$ мм равный 0,980,45 для соединений с натягом $k_3 = 1,0$; k_4 – коэффициент, зависящий от площади поверхности склеивания, и равный 1,0 для площади до 3000 мм^2 , 0,8 для площади 10000 мм^2 , 0,65 для площади 20000 мм^2 , при этом соотношение l/d рекомендуется величиной $0,8 \div 1,2$, но не более 2,5; k_5 и k_6 – коэффициенты, зависящие от температуры, и при температуре до 60°C равные 1,0; k_7 – коэффициент, зависящий от рабочей среды, и в большинстве случаев равный 1,0; k_8 – коэффициент динамичности нагрузки, равный 1,0 при статическом нагружении и равный приблизительно 0,3 при динамическом нагружении.

Клеи, рекомендуемые для фиксации деталей цилиндрической формы, приведены в табл. Б.1.

Loctite 641 используют для соединения, предусматривающего последующую возможность демонтажа соединяемых деталей, например, фиксация подшипников на валу или в посадочном месте. Унигерм-7 и Loctite 603 применяют для фиксации цилиндрических деталей, устанавливаемых с зазором до 0,1 мм. Анатерм-111 и Loctite 638 применяют при наличии в соединении динамических осевых и радиальных нагрузок. Рекомендуются для фиксации на валах зубчатых колес и других цилиндрических деталей.

[Оглавление](#)

Анатерм-112 и Loctite 648 рекомендуются для соединения деталей, работающих при повышенных температурах с зазором или натягом, например для фиксации втулок, подшипников, сальников, вентиляторов и гильз цилиндров.

Таблица Б.1

Клеи, рекомендуемые для фиксации деталей

Продукт	Loctite 641	Унигерм-7, Loctite 603	Анатерм-111, Loctite 638	Анатерм-112, Loctite 648
Прочность	Средняя ($\tau_v \approx 26$ МПа)	высокая ($\tau_v \approx 32$ МПа)		
Диаметральный зазор, мм	до 0,1		до 0,25	до 0,1
Температурная стойкость, °С	150			175

Представление о сравнительной стоимости трех традиционных (с натягом, шпоночного и шлицевого) и клеевого соединений дает рис. Б.2 [36]. Из рисунка видно, что наиболее дешевое – это клеевое соединение. Более высокая стоимость традиционных соединений определяется необходимостью: более точной обработки сопрягаемых поверхностей; более толстых стенок; фиксации соединяемых деталей в осевом направлении.

На рис. Б.3 и рис. Б.4 приведены зависимости относительных затрат на изготовление от требуемой точности изготовления и чистоты поверхности для валов и отверстий разных диаметров. Как видно из графиков, увеличение точности и чистоты поверхности приводит к существенному

[Оглавление](#)

росту стоимости, особенно для весьма точных соединений. Для клеевого соединения обычно достаточно точности изготовления в пределах 8-х квалитетов ISO и высоты микронеровностей $R_z = 6,3 \div 16$ мкм (серая заливка).

Относительная стоимость соединений:

клеевого –	с натягом –	шпоночного –	шлицевого –
0,8;	1,0;	3,7;	5,0.

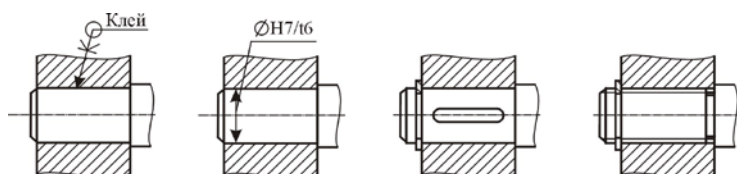


Рис. Б.2

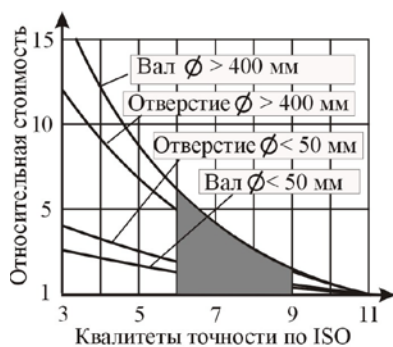


Рис. Б.3

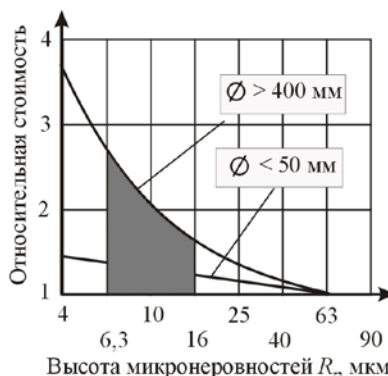


Рис. Б.4

Фиксация резьбового соединения с помощью клея придает резьбовым соединениям большую долговечность,

[Оглавление](#)

предотвращает образование задиров при монтаже и ослабление затяжки винта под воздействием вибрации, обеспечивает герметизацию резьбы при наличии сквозных резьбовых отверстий в корпусе.

Клеи («резьбовые фиксаторы»), рекомендуемые для фиксации резьбового соединения, приведены в табл. Б.2.

Таблица Б.2

Клеи, рекомендуемые для фиксации резьбового соединения

Продукт	Анатерм-IV, Loctite 290	Анатерм-17М, Loctite 222	Анатерм-114, Loctite 243	Loctite 248	Унигерм-9, Loctite 2701	Loctite 268
Разрушающий момент (для М10), Н·м	10	6	20	19	38	25
Длительная температурная стойкость при температуре, °С	+150	+150	+150	+150	+150	+150

Анатерм-IV и Loctite 290 рекомендуется для фиксации установочных винтов. Анатерм-17М и Loctite 222 обладает низкой прочностью и рекомендуется для фиксации регулировочных и установочных винтов, а также винтов с потайной головкой и для соединения деталей низкой прочности, таких как, алюминий или латунь, которые могут получить повреждения при разборке. Анатерм-114 и Loctite 243 предотвращают ослабление затяжки винтов, на которые действует вибрация (насосы, болты крепления двигателя, коробки передач или прессы); рекомендуются для резьбовых

[Оглавление](#)

соединений, которые могут подвергаться разборке. Loctite 248 обладает высокой вязкостью, вследствие чего не растекается, рекомендуется для применения там, где необходима разборка. Унигерм-9 и Loctite 2701 (модификация Loctite 270) обладают пределом прочности на сдвиг $\tau_b \approx 32$ МПа. Рекомендуются для резьбовых соединений, в которых не требуется регулярная разборка для проведения обслуживания. Loctite 268 обладает высокой вязкостью и повышенной прочностью. Рекомендуется для применения там, где отсутствует необходимость повторной разборки.

Герметизация фланцевых соединений может быть выполнена с помощью герметиков, приведенных в табл. Б.3.

Таблица Б.3

Герметики

Продукт	Loctite 5203	Loctite 534	Loctite 548	Анатерм-505, Loctite 574	Анатерм-6К, Loctite 518	Loctite 510	Loctite 5910	Loctite 5699
Герметизирующий слой	Формируется на месте	Формируется на вырубленных прокладках	Формируется на месте					
Тип фланца	Жесткий	Жесткий или эластичный	Жесткий				Эластичный	
Величина зазора	—	—	до 0,25 мм				более 0,25 мм	
Температурная стойкость	150 °C						200 °C	
Маслостойкость	Отличная	Хорошая		Отличная		Отличная		Хорошая

[Оглавление](#)

Loctite 5203 рекомендуется для покрытия металлических прокладок с целью улучшения их герметичности. Допускает повторное использование прокладок. Loctite 534 может наноситься на прокладки из резины, пробки, бумаги и металла. Анатерм-505, Анатерм-6К, Loctite 548, Loctite 574 и Loctite 518 рекомендуются для всех типов чугунных, стальных и алюминиевых фланцев. Loctite 510 применяют, когда требуется термо- и химостойкость. Loctite 5910 используют вместо пробковых и бумажных вырубленных прокладок на фланцах и штампованных крышках из листового металла. Герметик не боится вибрации и изгибных деформаций. Loctite 5699 рекомендуется для герметизации всех типов фланцев, включая пластмассовые и комбинированные (пластмасса-металл).

Следует отметить, что, если необходимо не только герметизировать стык резьбового фланцевого соединения, но и предотвратить самоотвинчивание винтов этого соединения, то достаточно промазать стык герметиком, который, растекаясь, попадёт и в резьбовые отверстия.

Чтобы исключить появление фреттинга, фирма SEW (Германия) рекомендует при сборке наносить на контактирующие поверхности пасту NOCO, итальянские фирмы – пасту «Klüberpaste-46MR401», фирма Henkel – противозадирный состав Loctite 8009.

Приложение В. Реакции в опорах при использовании соединения «вал в вал»

На рис. В.1, *а* изображены соединенные вместе двигатель и редуктор с размерами наружных диаметров фланца $D_{\text{ф}}$ и подшипниковых щитов $D_{\text{пщ}}$ двигателя.

На рис. В.1, *б* приведены чертежи деталей двигателя, а на рис. В.1, *в* – чертежи деталей редуктора с нанесенными допусками расположения: соосности, перпендикулярности и радиального биения, где последняя буква в обозначении допусков D – для деталей двигателя, а R – для деталей редуктора:

SKD , SKR – допуски соосности выходного конца вала двигателя относительно оси АБ и отверстия в вале редуктора под выходной конец вала двигателя относительно оси ВГ;

SFD , SFR – допуски соосности центрирующего пояса двигателя относительно базы Е и расточки во фланце редуктора относительно оси ЖЗ;

TFD , TSD , TD , TFR – допуски перпендикулярности: фланца двигателя относительно базы Ж; фланца подшипникового щита двигателя относительно базы Е; фланца корпуса двигателя относительно оси ИК; фланца редуктора относительно оси ЖЗ;

$SND1$, $SND2$, $SWD1$, $SWD2$, $SWR1$, $SWR2$ – допуски соосности: центрирующего пояса фланца подшипникового щита двигателя относительно базы Е; центрирующего пояса заднего подшипникового щита двигателя относительно базы Д; посадочных поверхностей под подшипники первой и второй опор двигателя относительно оси АБ; редуктора относительно оси ВГ (на чертеже индексы 1 и 2 в обозначении допусков для экономии места упущены);

[Оглавление](#)

$SPD1$, $SPND1$, $SPD2$, $SPND2$, $SPR1$, $SPNR1$, $SPR2$, $SPNR2$ – радиальные биения дорожек качения внутреннего и наружного колец подшипников первой и второй опор двигателя и редуктора (на чертеже индексы 1 и 2 в обозначении допусков для экономии места упущены).

Соединение «вал в вал» первого вида. Указанные допуски расположения, а также радиальные зазоры (точнее, их минимальная величина) j_{p1} , j_{d1} , j_{p2} , j_{d2} в подшипниках первой и второй опор двигателя и редуктора позволяют составить физическую модель (рис. В.2) соединения «вал в вал» первого вида (рассмотрен случай преобладающего влияния смещений опор) и оценить: монтажное смещение осей валов δ_k ; монтажный перекося осей этих валов γ ; монтажные смещения опор Δ_{d1} , Δ_{d2} , Δ_{p1} , Δ_{p2} , первой и второй опор двигателя и редуктора (на рисунке слева – валы разъединены, справа – соединены).

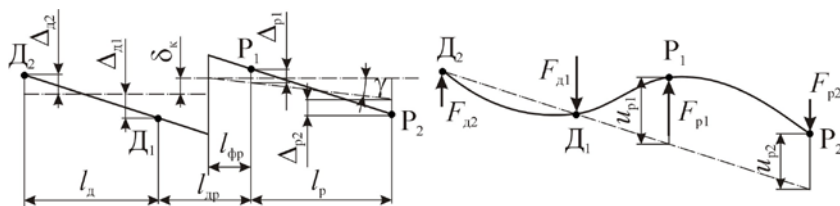


Рис. В.2

Задача такого вида может решаться в вероятностном аспекте методом статистического моделирования с учетом законов распределения величин и направлений погрешностей. Ниже эта задача решается методом максимума-минимума по предельному сочетанию допусков.

[Оглавление](#)

При задании на рабочих чертежах деталей допусков соосности в диаметральном выражении формулы для вычисления монтажных смещений и перекосов получают вид:

$$\delta_k = 0,5(SKD + SKR + SFD + SFR); \quad (B.1)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = (TSD + 2TD)/D_{\text{пш}} + (TFR + TFD)/D_{\Phi}; \quad (B.2)$$

$$\Delta_{д1} = 0,5(SWD1 + SPD1 + SPND1 + SND1) - j_{д1}; \quad (B.3)$$

$$\Delta_{д2} = 0,5(SWD2 + SPD2 + SPND2 + SND2) - j_{д2}; \quad (B.4)$$

$$\Delta_{р1} = 0,5(SWR1 + SPR1 + SPNR1) - j_{р1}; \quad (B.5)$$

$$\Delta_{р2} = 0,5(SWR2 + SPR2 + SPNR2) - j_{р2}. \quad (B.6)$$

Обозначим расстояния (см. рис. В.2): между опорами D_1 , D_2 через l_d ; между опорами P_1 , P_2 через l_p ; между опорами D_1 , P_1 через $l_{др}$; от опоры P_1 до фланца двигателя через $l_{фр}$. Тогда упругие смещения $u_{р1}$, $u_{р2}$ опор P_1 , P_2 относительно оси, проходящей через другие опоры D_1 , D_2 , можно найти из геометрических соотношений:

$$u_{р1} = \delta_k + (\Delta_{д1} - \delta_{Fд1}) + [(\Delta_{д1} - \delta_{Fд1}) + (\Delta_{д2} - \delta_{Fд2})] l_{др}/l_d - l_{фр} \operatorname{tg} \gamma + (\Delta_{р1} - \delta_{Fр1}); \quad (B.7)$$

$$u_{р2} = \delta_k + (\Delta_{д1} - \delta_{Fд1}) + [(\Delta_{д1} - \delta_{Fд1}) + (\Delta_{д2} - \delta_{Fд2})] (l_{др} + l_p)/l_d - (l_{фр} + l_p) \operatorname{tg} \gamma - (\Delta_{р2} - \delta_{Fр2}), \quad (B.8)$$

где $\delta_{Fд1}$, $\delta_{Fд2}$, $\delta_{Fр1}$, $\delta_{Fр2}$ – упругие смещения первой и второй опор двигателя и редуктора под действием радиальных сил $F_{д1}$, $F_{д2}$, $F_{р1}$, $F_{р2}$.

Каждое δ_F из смещений $\delta_{Fд1}$, $\delta_{Fд2}$, $\delta_{Fр1}$, $\delta_{Fр2}$ складывается из упругого сближения δ_y тел качения с кольцами подшипников и контактных сближений $\delta_{кп}$ в посадочных

местах внутреннего кольца подшипника на вал и наружного кольца подшипника в корпус:

$$\delta_F = \delta_y + \delta_{\text{кп}}. \quad (\text{B.9})$$

Величины δ_y и $\delta_{\text{кп}}$ зависят как от внутреннего $d_{\text{пд1}}$, $d_{\text{пд2}}$, $d_{\text{пр1}}$, $d_{\text{пр2}}$, так и от наружного $D_{\text{пд1}}$, $D_{\text{пд2}}$, $D_{\text{пр1}}$, $D_{\text{пр2}}$ диаметров и ширины $B_{\text{пд1}}$, $B_{\text{пд2}}$, $B_{\text{пр1}}$, $B_{\text{пр2}}$ подшипников, а также радиальной нагрузки $F_{\text{д1}}$, $F_{\text{д2}}$, $F_{\text{р1}}$, $F_{\text{р2}}$ на опоры.

Упругое сближение δ_y , мм, тел качения с кольцами вычисляют по эмпирическим формулам [6]:

для шарикоподшипников радиальных

$$\delta_y = (F/10)^{2/3} (0,7 - 0,002d_{\text{п}}) / 1000; \quad (\text{B.10})$$

для шарикоподшипников радиально-упорных

$$\delta_y = (0,67F/10)^{2/3} (0,7 - 0,002d_{\text{п}}) / 1000; \quad (\text{B.11})$$

для роликоподшипников радиальных и радиально-упорных

$$\delta_y = k_{\text{р}} F / d_{\text{п}}, \quad (\text{B.12})$$

где F – радиальная нагрузка на подшипник, Н; $d_{\text{п}}$ – внутренний диаметр подшипника, мм; $k_{\text{р}} = 65 \cdot 10^{-6}$, мм²/Н – для радиального подшипника; $k_{\text{р}} = 52 \cdot 10^{-6}$, мм²/Н – для конического подшипника.

Сумма сближений внутреннего кольца подшипника с валом и наружного кольца подшипника с корпусом [6]

$$\delta_{\text{кп}} = 4k_{\text{кп}} F (1 + d_{\text{п}}/D_{\text{п}}) / (\pi d_{\text{п}} B_{\text{п}}), \quad (\text{B.13})$$

где $k_{\text{кп}} \approx 1,75 \cdot 10^{-3}$ мм³/Н – коэффициент контактной податливости сопряжений внутреннего кольца подшипника с валом и наружного кольца подшипника с корпусом.

Принимаем диаметры вала равными: $d_{\text{д}}$ на длине $l_{\text{д}}$ и $d_{\text{р}}$ на длинах $l_{\text{р}}$ и $l_{\text{др}}$.

[Оглавление](#)

Связь смещений $u_{p1} = f_1(F_{p1}, F_{p2})$, $u_{p2} = f_2(F_{p1}, F_{p2})$ опор P_1 , P_2 относительно оси, проходящей через опоры D_1 , D_2 , с реакциями F_{p1} , F_{p2} в опорах P_1 , P_2 , найденная методом Верещагина [32], имеет вид

$$u_{p1} = F_{p1} \delta_{11} - F_{p2} \delta_{12}; \quad (B.14)$$

$$u_{p2} = F_{p1} \delta_{12} - F_{p2} \delta_{22}, \quad (B.15)$$

где $\delta_{22} = [2(l_p + l_{др})^3/d_p^4 + 2(l_p + l_{др})^2 l_d/d_d^4]32/(3\pi E)$;
 $\delta_{11} = [2l_{др}^3/d_p^4 + 2l_{др}^2 l_d/d_d^4]32/(3\pi E)$; $\delta_{12} = [3l_{др}^2(l_p + 0,66l_{др})/d_p^4 + 2l_{др}l_d(l_p + l_{др})/d_d^4]32/(3\pi E)$; E – модуль упругости материала валов, МПа.

Два уравнения совместности перемещений (B.14), (B.15) могут быть дополнены двумя уравнениями равновесия. Ими могут быть, например, условия $\Sigma M_{д2} = 0$ и $\Sigma M_{д1} = 0$, из которых следует

$$F_{д1} = [F_{p1}(l_{др} + l_d) - F_{p2}(l_p + l_{др} + l_d)]/l_d; \quad (B.16)$$

$$F_{д2} = [F_{p1}l_{др} - F_{p2}(l_p + l_{др})]/l_d. \quad (B.17)$$

Полученная система 4-х уравнений (B.14) – (B.17) при подстановке в нее выражений (B.7), (B.8) позволяет вычислить неизвестные силы $F_{д1}$, $F_{д2}$, F_{p1} , F_{p2} .

Соединение «вал в вал» второго вида. Соединение валов двигателя и редуктора короткими шлицами можно представить в виде шарнирного соединения этих валов (см. рис. 2.3, *з* и рис. 2.4, *б*). Шарнир (шлицевое соединение) удален от опоры P_1 на расстояние l_k (рис. B.3). В шарнире возникает радиальная сила F_k , консольно нагружающая каждый из валов и определяемая прогибами f_{kd} , f_{kp} каждого из валов в этом месте, причем суммарный прогиб зависит от упругих смещений u_{p1} , u_{p2} опор P_1 , P_2 относительно оси, проходящей через другие опоры D_1 , D_2 ,

$$f_{\kappa d} = F_{\kappa} (l_{\text{др}} - l_{\kappa})^2 l_d / (3EI_d); \quad (\text{B.18})$$

$$f_{\kappa p} = F_{\kappa} l_{\kappa}^2 l_p / (3EI_p); \quad (\text{B.19})$$

$$f_{\kappa d} + f_{\kappa p} = u_{p1} + (u_{p1} - u_{p2}) l_{\kappa} / l_p. \quad (\text{B.20})$$

Вычислив по формулам (B.18) – (B.20) силу F_{κ} , из условия равновесия каждого вала находим реакции в опорах

$$F_{d1} = F_{\kappa} (l_d + l_{\text{др}} - l_{\kappa}) / l_d; \quad (\text{B.21})$$

$$F_{d2} = F_{\kappa} (l_{\text{др}} - l_{\kappa}) / l_d; \quad (\text{B.22})$$

$$F_{p1} = F_{\kappa} (l_p + l_{\kappa}) / l_p; \quad (\text{B.23})$$

$$F_{p2} = F_{\kappa} l_{\kappa} / l_p. \quad (\text{B.24})$$

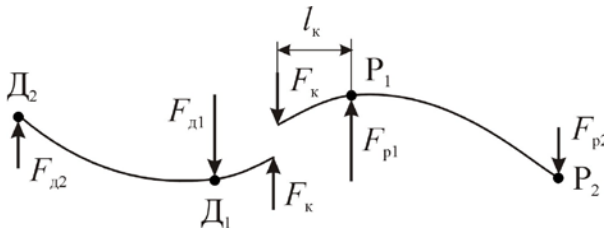


Рис. В.3

Соединение «вал в вал» третьего вида. В случае, когда вал двигателя установлен на двух опорах, а входной вал редуктора – на одной (см. рис. 2.3, *д* и рис. 2.4, *в*), расчет реакций в опорах следует проводить по формулам (B.1) – (B.17), полагая, что l_p , Δ_{p2} , δ_{Fp2} и F_{p2} равны нулю.

Пример. Соединение валов двигателя и редуктора первого вида характеризуется следующими размерами (см. рис. В.1): $l_d = 250$ мм, $l_p = 300$ мм, $l_{pd} = 60$ мм, $l_{\text{фр}} = 20$ мм, $D_{\text{цф}} = 180$ мм, $D_{\text{ф}} = 250$ мм. Посадочные диаметры под подшипники двигателя и редуктора 1-й и 2-й опор составляют $d_{d1} = d_{d2} = 35$ мм, $d_{p1} = 50$ мм, $d_{p2} = 40$ мм. Диаметр выходного конца вала двигателя $d_{\kappa d} = 28$ мм. Подшипники опор D_1 и D_2 – радиальные шариковые однорядные 207. Подшипник опор P_1 и P_2 –

конические однорядные 7210. Степень точности допусков расположения поверхностей деталей двигателя и редуктора – седьмая. Класс точности подшипников – 0. Модуль упругости $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа. Требуется вычислить реакции в опорах, вызываемые неточностью обработки и сборки деталей.

В расчетной схеме принимаем, что $d_p = 55$ мм, $d_d = 40$ мм. По таблицам допусков и посадок имеем $SKD = SKR = 0,025$ мм, $SFD = SFR = 0,05$ мм, $TFD = TFR = SWD1 = SWD2 = SWR1 = SWR2 = 0,03$ мм, $SPD1 = SPD2 = 0,15$ мм, $SPR1 = 0,02$ мм, $SPR2 = 0,015$ мм, $SPND1 = SPND2 = 0,025$ мм, $SPNR1 = 0,035$ мм, $SPNR2 = 0,025$ мм, $j_{d1} = j_{d2} = 0,012$ мм, $j_{p1} = j_{p2} = 0$ мм. В результате расчетов по формулам (B.1 – B.17) получаем $F_{d1} = 8943$ Н, $F_{d2} = 191$ Н, $F_{p1} = 10342$ Н, $F_{p2} = 1590$ Н.

Приложение Г. Расчет клеммового соединения

Клеммовое соединение представляет собой фрикционное соединение, передающее вращающий момент T и способное передавать осевую силу F_a , необходимое нормальное давление p в котором определяется условием несдвигаемости,

$$p = \frac{k \sqrt{(2T / D)^2 + F_a^2}}{\pi L D f}, \quad (\text{Г.1})$$

где $k \approx 1,5$ – запас по несдвигаемости; T и F_a – вращающий момент и осевая сила; L и D – длина и диаметр рабочей поверхности контакта; f – коэффициент трения в соединении.

Для клеммового соединения с разъемом, стягиваемого двумя винтами, в предположении равномерного распределения давления по окружности, сила $F_{\text{зат}}$ затяжки винта связана с давлением формулой

$$F_{\text{зат}} = \int_0^{\pi/2} p \frac{LD}{2} \cos \alpha \, d\alpha = pLD, \quad (\text{Г.2})$$

где α – угол с вертикальной осью нормали к элементарной площадке $0,5LDd\alpha$ поверхности контакта.

Эквивалентное напряжение в винте, создаваемое силой затяжки, составляет

$$\sigma = 1,3 F_{\text{зат}} / (\pi d_3^2), \quad (\text{Г.3})$$

где $d_3 = d_b - 1,227P$ – внутренний диаметр резьбы винта; d_b – номинальный диаметр резьбы винта; P – шаг резьбы. Эквивалентное напряжение должно быть меньше предела

текучести σ_T материала винта, определяемого его классом прочности.

При затяжке винта следует пользоваться динамометрическим ключом, контролируя момент завинчивания

$$T_{\text{зав}} = F_{\text{зат}} [\operatorname{tg}(\varphi' + \psi) d_2 / 2 + f_t d_T / 2], \quad (\text{Г.4})$$

где $\varphi' = \operatorname{arctg} (f_p / \cos \gamma)$ – приведённый угол трения; f_p – коэффициент трения в резьбе; $\gamma = 30^\circ$ – угол наклона рабочей грани профиля метрической резьбы; $\psi = \operatorname{arctg} [P / (\pi d_2)]$ – угол наклона винтовой линии по среднему диаметру $d_2 = d_b - 0,65P$ резьбы; P – шаг резьбы; f_t – коэффициент трения на торце головки винта; d_T – средний диаметр головки винта.

Пример. Требуется определить класс прочности, силу затяжки и момент завинчивания винта М20 ($P = 2,5$ мм) клеммового соединения с разъемом (см. рис. 2.13), если $D = 90$ мм, $L = 68$ мм, $T = 3000$ Н·м, $k = 1,5$, $f = 0,2$, $f_p = f_t = 0,15$.

Для резьбы М20 $d_3 = 16,933$ мм, $d_2 = 18,375$ мм. Расчет по формулам (Г.1) – (Г.4) получаем $p = 30,9$ МПа, $F_{\text{зат}} = 160$ кН, $\sigma = 920$ МПа, $T_{\text{зав}} = 610$ Н·м. Из условия $\sigma_T > \sigma$ устанавливаем, что класс прочности винта должен составлять не менее 12.9, что соответствует $\sigma_T = 1080$ МПа.

Для клеммового соединения с прорезью формулы (Г.1), (Г.2) остаются справедливыми.

[Оглавление](#)

Приложение Д. Расчет зубчатой цилиндрической передачи соединения двигателя и редуктора шестерней

Критерием работоспособности зубчатой передачи с высокой поверхностной твердостью зубьев и малым модулем зацепления является изгибная выносливость зубьев. Поэтому, согласно ГОСТ 21354 – 87 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность», условие прочности имеет вид:

$$\sigma_F = kF_t Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta / (b_2 m) \leq [\sigma]_F, \quad (\text{Д.1})$$

где σ_F – напряжение в корне зуба; $k \approx 1,2 \div 1,4$ – коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии и внутреннюю динамическую нагрузку; F_t – окружная сила; Y_{FS} – коэффициент формы зуба; Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев; Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба; $[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение. Окружная сила F_t , Н, на диаметре d_1 шестерни при вращающем моменте $T_1 = 9550 P_1 / n_1$ равна

$$F_t = 2T_1 / d_1, \quad (\text{Д.2})$$

где P_1 – мощность двигателя, кВт; n_1 – частота вращения его вала, мин^{-1} . Коэффициент формы зуба Y_{FS} , полученный методами теории упругости, для колес с наружными зубьями находят по графикам рис. 2.18, б, где x – коэффициент смещения; $z_v = z / \cos^3 \beta$ – эквивалентное число зубьев. Коэффициент Y_ε , учитывающий перекрытие зубьев,

[Оглавление](#)

для косозубых передач при коэффициенте осевого перекрытия $\varepsilon_\beta \geq 1$ равен

$$Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha \approx 1/\{[0,95 - 1,6(1/z_1 + 1/z_2)]\cos\beta(1 + \cos\beta)\}. \quad (\text{Д.3})$$

Коэффициент, учитывающий наклон зуба,

$$Y_\beta \approx 1 - \varepsilon_\beta \beta^0/120^0 \geq 0,7. \quad (\text{Д.4})$$

Допускаемое напряжение для стальных колес при $N \cdot \mu \geq 4 \cdot 10^6$

$$[\sigma]_F = \sigma_{F \lim} / S_F, \quad (\text{Д.5})$$

при $N \cdot \mu < 4 \cdot 10^6$

$$[\sigma]_F = \sigma_{F \lim} [4 \cdot 10^6 / (N \cdot \mu)]^{1/9} / S_F, \quad (\text{Д.6})$$

где N – число циклов нагружения зуба при заданном ресурсе t , ч., передачи (для шестерни $N_1 = 60tn_1$, для колеса $N_2 = 60tn_2$, где n_2 – частота вращения колеса, мин^{-1}); μ – коэффициент приведения по циклам переменного режима нагружения к постоянному (если не задано, то его в запас надежности принимают равным единице); $\sigma_{F \lim}$ – предел изгибной выносливости зубьев, который составляет приблизительно 550 МПа при закалке поверхности зуба токами высокой частоты до твердости 5055 HRC; S_F – коэффициент запаса прочности, в большинстве случаев равный 1,7.

Таким образом, расчет рассматриваемой передачи сводится к следующему. Известны: ресурс t передачи, коэффициент μ приведения, номинальная частота вращения n_1 шестерни, передаточное число u , вращающий момент на шестерне $T_1 = P_1 n_1 / 9550$, где P_1 – мощность на шестерне, кВт. Задаются числом z_1 зубьев шестерни и модулем m . Изменяя угол β , расчетом по формулам (2.1) – (2.3) добиваются обеспечения межосевого расстояния a_w из стандартного ряда линейных размеров. Для принятых значений z_1 и β по графику

[Оглавление](#)

рис. 2.18, *a* выбирают коэффициент χ_1 смещения. Из условия обеспечения коэффициента ε_β осевого перекрытия большего единицы назначают ширину $a_w \geq b_2 \geq \pi m / \sin \beta$ зубчатого венца колеса. По формуле (Д.2) определяют окружную силу в зацеплении; по формулам (Д.1), (Д.3) – (Д.6) рассчитывают изгибную выносливость зубьев шестерни и колеса.

После расчета на изгибную выносливость проводят проверочный расчет известными методами на контактную выносливость, который в данном случае [19] менее актуален.

Передачу вращающего момента с входного вала на шестерню (см. рис. 2.17, *б*) можно обеспечить прессовым, клеевым или клее-прессовым соединением. Согласно приложению Б, для соединения длиной l и диаметром d момент T и осевую силу $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$, которые может передать соединение, оценивают по формуле

$$[(2T/d)^2 + F_a^2]^{0.5} \leq \pi l d (\tau_b k + p f), \quad (\text{Д.7})$$

где $[(2T/d)^2 + F_a^2]^{0.5}$ – сдвигающая сила; τ_b – предел прочности клея на сдвиг (см. приложение Б); k – коэффициент, учитывающий тип материала, геометрию и температуру соединения, рабочую среду и др. (см. приложение Б); p – давление, создаваемое натягом; f – коэффициент трения.

Чтобы проверить прочность тела шестерни по ее опасному сечению, следует обеспечить запас S сопротивления усталости

$$1/S^2 = 1/S_\sigma^2 + 1/S_\tau^2 \geq 2, \quad (\text{Д.8})$$

где $S_\sigma = \sigma_{-1} / (K_{\sigma D} \sigma_a)$ и $S_\tau = \tau_{-1} / (K_{\tau D} \tau_a)$ – запасы по нормальным и касательным напряжениям σ_{-1} и $\tau_{-1} \approx 0,6 \sigma_{-1}$ – пределы выносливости материала шестерни по нормальным и

касательным напряжениям; $K_{\sigma D} \approx 2$ и $K_{\tau D} \approx 2$ – коэффициенты уменьшения предела выносливости детали по нормальным и касательным напряжениям; $\mu \approx 0,1$ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла; $\sigma_a = M_\Sigma / (0,1d^3)$, $\tau_a = \tau_m = [2T_1 / (0,2d^3)] / 2$ – амплитуды нормального и касательного напряжений, а также среднее значение касательного напряжения; $M_\Sigma = [(0,5b_1F_t)^2 + (0,5b_1F_r \pm 0,5d_1F_a)^2]^{0,5}$ – суммарный изгибающий момент в опасном сечении тела шестерни; $F_r = F_t \tan \alpha / \cos \beta$ – радиальная составляющая силы в зацеплении зубьев.

Пример расчета на изгибную выносливость. Известны: материал шестерни – сталь 40Х ($\sigma_{-1} = 400$ МПа); термообработка шестерни – поверхностная закалка зубьев до твердости 50 HRC ($\sigma_{F \text{ lim}} = 550$ МПа); ресурс $t = 10000$ ч; коэффициент приведения $\mu = 0,5$; номинальная частота вращения вала двигателя $n_1 = 1445$ мин⁻¹; передаточное число $u = 10,5$; мощность двигателя $P_1 = 1,5$ кВт, соединение шестерни с валом осуществляется (см. рис. 2.17, б) по скользящей посадке клеем Loctite 603 ($\tau_b = 32$ МПа). Требуется выбрать параметры передачи и соединения шестерни с валом.

Задаемся числом зубьев $z_1 = 9$ шестерни и модулем $m = 1,0$ мм. Изменяя угол β , добиваемся с точностью до третьего знака после запятой обеспечения стандартного значения $a_w = 63,0$ мм. При этом получаем $\beta = 34,772^\circ$. По графику рис. 2.18, a принимаем $x_1 = 0,5$, $x_2 = -0,5$. Учитывая условие (2.25) $a_w \geq b_2 \geq \pi m / \sin \beta$, назначаем $b_2 = 15$ мм. Произведя расчеты по формулам (2.1) – (2.3) и (Д.1) – (Д.6), получаем $T_1 = 9,9$ Н·м, $[\sigma]_{F1} / \sigma_{F1} = 323,5 / 330,3 = 0,98$, $[\sigma]_{F2} / \sigma_{F2} = 323,5 / 349,7 = 0,93$, что меньше единицы. Заключаем, что изгибная выносливость зубьев не обеспечена.

Увеличиваем число зубьев шестерни до $z_1 = 10$ и модуль до $m = 1,125$ мм. Изменяя угол β , добиваемся обеспечения стандартного значения $a_w = 71,0$ мм. При этом получаем $\beta = 24,343^\circ$,

[Оглавление](#)

$d_1 = 12,348$ мм. По графику рис. 2.17, a принимаем $x_1 = 0,3$, $x_2 = -0,3$. Учитывая условие $(0,20,25)$ $a_w \geq b_2 \geq \pi m / \sin \beta$, назначаем $b_2 = 15$ мм. Произведя расчеты по формулам (2.1) – (2.3) и (Д.1) – (Д.6), получаем $F_t = 1606$ Н, $F_a = 726,5$ Н, $[\sigma]_{F1}/\sigma_{F1} = 323,5/244,6 = 1,32$, $[\sigma]_{F2}/\sigma_{F2} = 323,5/231,1 = 1,40$, что больше единицы. В этом случае изгибную выносливость зубьев считаем обеспеченной.

Принимаем посадочный диаметр $d = 15$ мм и длину $l = 15$ мм клеевого соединения шестерни с валом. Выполнив расчеты по формуле (Д.7) при $k = 0,3$, заключаем, что допустимое значение сдвигающей силы 6790 Н превышает ее действующее значение 1508 Н в 4,5 раза. Расчет по формуле (Д.8) получаем запас $S = 4,03$, что больше двух. Отсюда приходим к выводу, что прочность как клеевого соединения, так и тела шестерни обеспечены.

[Оглавление](#)

Приложение Е. Расчет опорно-поворотных подшипников

Контактные напряжения, возникающие в поверхностных слоях контактирующих тел, будем вычислять при начальном касании в точке и при начальном касании по линии

При начальном касании в точке в предположении, что коэффициенты Пуассона контактирующих материалов равны 0,3, для вычисления σ_H Д.Н. Решетов [27] рекомендует формулу, полученную на основе решения Герца – Беляева,

$$\sigma_H = m \sqrt[3]{FE^2/R^2}, \quad (\text{Е.1})$$

где $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ – приведенный модуль упругости; E_1, E_2 – модули упругости первого и второго контактирующих тел, МПа; $1/R = 1/R_2 + 1/R_4$ – приведенная кривизна в плоскости наиболее плотного касания; m – коэффициент, определяемый по графикам рис. П.6.1, a в зависимости от отношения $A/B = (1/R_2 + 1/R_4)/(1/R_1 + 1/R_3) \leq 1$ главных кривизн. Для тела с внутренним контактом радиус кривизны принимается отрицательным. Рис. Е.1, б иллюстрирует эту расчетную схему применительно к контакту двух торковых поверхностей. Здесь сила F в контакте равна $F = F_{\text{верт}}/\cos \alpha$, где α – угол контакта.

Вычисление коэффициента m также может быть выполнено по эмпирической формуле

$$\lg m = -0,396 \lg(A/B) - 0,42. \quad (\text{Е.2})$$

[Оглавление](#)

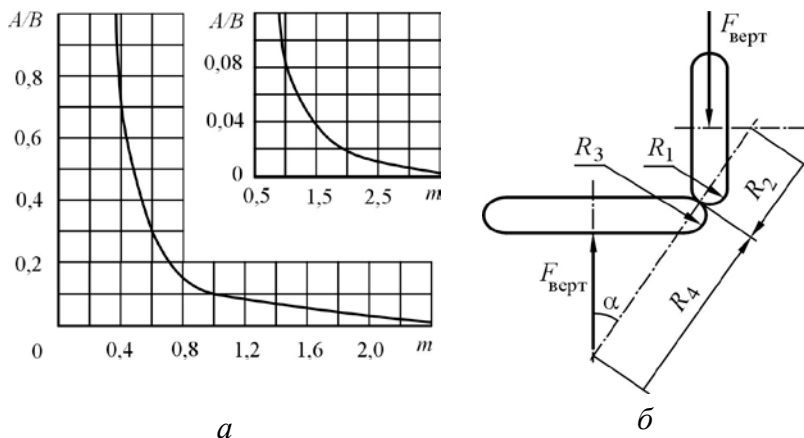


Рис. Е.1

При начальном касании по линии в предположении, что коэффициенты Пуассона контактирующих материалов равны 0,3,

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{FE/(lR)}, \quad (\text{Е.3})$$

где l – длина контакта, мм; R_1 и R_2 – радиусы двух контактирующих цилиндров; R – приведенный радиус кривизны: $1/R = 1/R_2 \pm 1/R_1$ (знак «+» берут при наружном, а «–» – при внутреннем контакте поверхностей).

Зазоры в опорно-поворотном подшипнике назначают сравнительно малыми (при среднем диаметре более 200 мм – соответственно 0,02–0,055 мм при скорости подшипника 0,1 м/с и 0,04–0,12 мм при его скорости 8 м/с). Поэтому вычисляем силу F_1 , действующую на одно наиболее нагруженное тело качения, для беззазорного подшипника. Так как опорно-поворотные подшипники могут воспринимать

[Оглавление](#)

осевую F_a и радиальную F_r силы, а также опрокидывающий момент M , то силу F_1 , оцениваем при действии на подшипник трех силовых факторов F_a, F_r, M :

$$F_1 = F_{1a} + F_{1r} + F_{1M}, \quad (\text{E.4})$$

где $F_{1a} = k_1 F_a / (z \sin \alpha)$, $F_{1r} = k_2 F_r / (z \cos \alpha)$, $F_{1M} = k_3 F_r / (z \cos \alpha)$ – силы, действующие на наиболее нагруженное тело, соответственно от осевой и радиальной нагрузок, а также от опрокидывающего момента; z – число тел качения в одном ряду, α – угол контакта (угол, образованный нормалью к поверхностям контакта с плоскостью перпендикулярной оси вращения подшипника), k_1, k_2, k_3 – коэффициенты, зависящие от типа подшипника.

Для подшипников (см. рис. 3.16) сдвоенного и с четырехточечным контактом $\alpha = 45^\circ$, $R_1 = R_2 = D_w/2$, $R_3 = r_{\text{вн}}/\cos \alpha = 0,5(d_0/\cos \alpha - D_w)$, $R_4 = \rho$, где D_w – диаметр тела качения, $r_{\text{вн}}$ – радиус дорожки качения внутреннего кольца, d_0 – средний диаметр подшипника, ρ – радиус канавки дорожки качения (часто $\rho = 0,52 D_w$). Коэффициент $k_1 = 1$, так как осевая нагрузка передается на внутреннее кольцо одним рядом тел качения, причем каждым из тел в одной точке. Коэффициент $k_2 = 2,2$ в связи с участием в передаче радиальной нагрузки, действующей на подшипник, двух рядов тел качения (двух рядов точек контакта в подшипнике с четырехточечным контактом). Коэффициент $k_3 = 4,37$, так как в передаче опрокидывающего момента участвует или один ряд тел качения или один ряд точек контакта, хотя по одну сторону от оси, относительно которой действует момент,

[Оглавление](#)

нагружается первый ряд тел качения (точек контакта), а по другую сторону – второй.

Для проволочного шарикоподшипника $\alpha = 45^\circ$, радиусы кривизны в контакте тела качения с проволокой, расположенной по внутреннему диаметру подшипника составляют $R_1 = R_2 = D_w/2$, $R_3 = d_{пр}/2$, $R_4 = 0,5(d_0/\cos\alpha - D_w)$. Коэффициенты по тем же причинам, что рассмотрены ранее, равны $k_1 = 1$, $k_2 = 2,2$, $k_3 = 4,37$.

Для подшипника с перекрёстным расположением роликов $\alpha = 45^\circ$, радиусы кривизны в контакте тела качения с внутренним кольцом составляют $R_1 = D_w/2$, $R_2 = 0,5(d_0/\cos\alpha - D_w)$, Коэффициент $k_2 = 4$, так как радиальную нагрузку воспринимают все ролики. Коэффициенты $k_1 = 2$, $k_3 = 8$, так как в передаче осевой нагрузки и опрокидывающего момента участвует лишь половина роликов.

В трехрядном роликоподшипнике осевую нагрузку и момент воспринимают упорные подшипники. Для них $\alpha = 90^\circ$, $R_1 = D_w/2$, $R_2 = \infty$, $k_1 = 1$, $k_3 = 4$. Радиальную нагрузку воспринимает радиальный подшипник. Для него при рассмотрении контакта тела качения с внутренним кольцом $\alpha = 0$, $R_1 = D_w/2$, $R_2 = 0,5(d_0 - D_w)$, $k_2 = 4$.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ при статическом нагружении для точечного контакта принимают до $5\sigma_T$, а для линейного – $(2\div 3)\sigma_T$, где σ_T – предел текучести материала. При динамическом нагружении как при первоначальном точечном, так и при первоначальном линейном контактах для незакаленных сталей можно принимать $[\sigma_H] = (2\div 3)\sigma_T$, а для закаленных – равной части предела контактной выносливости материала σ_{Hlim} :

[Оглавление](#)

$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim}/S$, где коэффициент запаса прочности S , принимаемый для материала с однородной структурой равным 1,1, а для материала с неоднородной структурой (например, поверхностная закалка) равным 1,2. Предел контактной выносливости материала σ_{Hlim} находят по пределу контактной выносливости σ_{Hlim0} при числе циклов нагружения 10^7

$$\sigma_{Hlim} = \sigma_{Hlim0} \sqrt[6]{10^7/N}, \quad (Д.5)$$

где N – число циклов нагружения опасной точки подшипника. Значением σ_{Hlim0} можно задаваться по графику рис. Д.2 [23], где кривые: 1 – сталь 45ХН (обработка ТВЧ); 2 – сталь 20Х2Н4А (цементация); 3 – сталь ШХ15 (закалка и низкий отпуск)

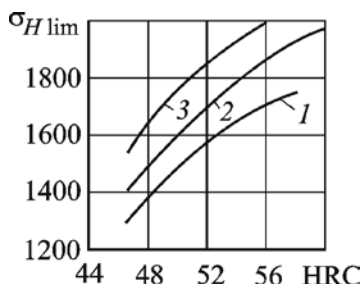


Рис. Д.2

Приложение Ж. Уточненный расчет резьбовых соединений

Разработанная методика расчета резьбовых соединений [15, 17], подтвержденная результатами испытаний, применительно к соединениям редуктора с рамой и крышки редуктора с корпусом имеет следующий вид.

Рассматривается резьбовое соединение (рис. Ж.1) номинальной площадью стыка A , стянутое z винтами. Винты имеют наружный диаметр d , внутренний диаметр $d_3 = d - 1,227P$ (P – шаг резьбы), длину гладкой части $l_1 = l_v - l_b$ и длину нарезанной нагруженной части $l_2 = \Sigma h - l_1$, где l_v и l_b – длины винта и его нарезанной части. Предполагается, что суммарная толщина h фланцев стягиваемых деталей достаточна ($\geq 2d$) для обеспечения отсутствия значимых изгибных деформаций фланцев. Модули упругости материала винтов E_v и стягиваемых деталей E . Винты затягивают до напряжения в них $\sigma_{зат\ v} = 0,6 \div 0,7 \sigma_T$, где σ_T – предел текучести материала винта. Сила затяжки каждого винта

$$F_{зат} = \sigma_{зат\ v} \pi d_3^2 / 4. \quad (\text{Ж.1})$$

После затяжки винтов соединение нагружают, прикладывая к выходному валу редуктора вращающий момент T , консольную F_k и осевую F_a силы, оговоренные техническим заданием на разработку. Причем сила F_k может быть направлена как горизонтально, так и вертикально.

[Оглавление](#)

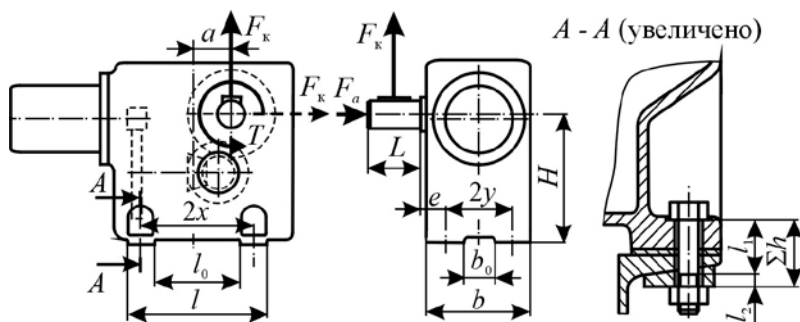


Рис. Ж.1

Выполнение условия несдвигаемости проверяют в предположении горизонтального направления силы F_k . Условие считается выполненным, если сила затяжки $F_{зат1}$ винта, вычисленная из условия обеспечения несдвигаемости, будет меньше или равна $F_{зат}$.

$$F_{зат1} \approx F_{т1}/f, \quad (\text{Ж.2})$$

где $F_{т1} = T_{ка}r_1/[\Sigma(z_i r_i^2)]$ – сдвигающая нагрузка, приходящаяся на винт, удаленный от центра масс стыка на расстояние r_1 ; $f = 0,2$ – коэффициент трения в контакте стягиваемых поверхностей; $T_{ка} = (0,5L + e + y)F_k + aF_a$ – крутящий момент относительно центра масс стыка, создаваемый силами F_k и F_a ; z_i – число винтов, удаленное от центра масс стыка на расстояние r_i .

Прочность винтов проверяют при нагружении резьбового соединения отрывающей силой F_k и опрокидывающими моментами $M_x = (0,5L + e + y)F_k + HF_a$ и $M_y = T + aF_k$. В этом случае доля внешней нагрузки, приходящаяся на винты, составит

[Оглавление](#)

$$\chi = \frac{\lambda_{\text{д}}}{\lambda_{\text{д}} + \frac{\lambda_{\text{в}}}{z}}, \quad (\text{Ж.3})$$

где $\lambda_{\text{д}} = \Sigma h / (EA)$ и $\lambda_{\text{в}} = [(0,5d + l_1) / (\pi d^2) + (0,5d + l_2) / (\pi d_3^2)] 4 / E_{\text{в}}$ – податливости деталей и винта, мм/Н, т.е. изменение их размера (соответственно сближение и удлинение) под единичной нагрузкой.

Внешняя нагрузка на винт:

$$F_{\text{в}} = \chi F_{\text{к/з}} + \chi M_y \frac{x_1}{\sum (z_i x_i^2)} + \chi M_x \frac{y_1}{\sum (z_i y_i^2)}, \quad (\text{Ж.4})$$

где x_i и y_i – расстояния по осям x и y от i -го винта до центра масс стыка; x_1 и y_1 – расстояния наиболее удаленного винта до центра масс стыка.

Суммарная сила F_{Σ} , нагружающая винт,

$$F_{\Sigma} = F_{\text{зат}} + F_{\text{в}}. \quad (\text{Ж.5})$$

Расчетная нагрузка на винт

$$F_{\text{р}} = 1,3 F_{\text{зат}} + F_{\text{в}}, \quad (\text{Ж.6})$$

где коэффициент 1,3 учитывает возникновение касательных напряжений в стержне винта при завинчивании винта гаечным ключом.

Прочность винтов в опасном сечении проверяют:

по напряжению $\sigma_{\text{р}}$ [7]

$$\sigma_{\text{р}} = 4 F_{\text{р}} / (\pi d_3^2), \quad (\text{Ж.7})$$

определяемому расчетной нагрузкой и действующему только в первые моменты работы привода (считается, что со временем касательные напряжения в стержне винта исчезают);

по максимальному напряжению, возникающему на протяжении всего срока службы привода

[Оглавление](#)

$$\sigma_{\max} = 4F_{\Sigma}/(\pi d_3^2); \quad (\text{Ж.8})$$

по амплитудным напряжениям σ_a [2, 7, 21].

Амплитудное напряжение в винте вычисляют в предположении, что мотор-редуктор подвергается переменному режиму нагружения. При этом момент T и силы F_k и F_a меняются от нуля до своих максимальных значений. Поэтому

$$\sigma_a = 0,5F_b/(\pi d_3^2/4). \quad (\text{Ж.9})$$

Коэффициенты запаса, соответствующие этим напряжениям, должны удовлетворять условиям:

$$S_p = \sigma_T/\sigma_p \geq 1; \quad (\text{Ж.10})$$

$$S_{\max} = \sigma_T/\sigma_{\max} \geq 1,2 \div 2,5; \quad (\text{Ж.11})$$

$$S_a = \sigma_{ap}/\sigma_a \geq 2, \quad (\text{Ж.12})$$

где σ_T – предел текучести материала; σ_{ap} – предельная амплитуда цикла. Меньшие значения коэффициентов запаса из указанных принимают при наличии контроля момента завинчивания динамометрическим ключом.

Предельная амплитуда σ_{ap} цикла зависит от класса прочности винта, способов изготовления резьбы, термообработки и составляет [2, 21] в МПа: 45 (55)/ 55 (65) – для винтов класса прочности 8.8; 65÷80 (75÷110)/ 75÷95 (85÷110) – для винтов класса прочности 10.9. В числителе указаны значения σ_{ap} для нарезанной

[Оглавление](#)

резьбы, а в знаменателе – для накатанной, причем в скобках приведены значения для винтов, термообработанных до изготовления резьбы.

Если условия прочности винта выполнены, диаметр винта считается выбранным.

После выбора диаметра винта по формуле (3.1) вычисляют момент $T_{\text{зав}}$ завинчивания.

Пример. Рассчитать резьбовые соединения цилинд्रो-коническо-цилиндрического мотор-редуктора Bockwoldt (Германия) [38] исполнений СВ 2К 112 и СВ 2К 212 (рис. Ж.2) с рамой (см. рис. Ж.1). Исходные данные приведены в строках № 27 табл. Ж.1, а результаты расчета – в ее строках 28÷31. Принято, что материал корпуса редуктора – чугун, материал рамы – сталь. Поверхности резьбы и торца гайки не смазаны.

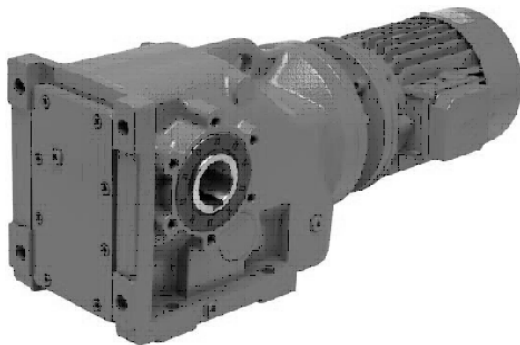


Рис. Ж.2

При расчете по эмпирической зависимости $d = 1,56T^{0,33}$, рекомендуемой в работах [8, 24, 29], для мотор-редуктора СВ 2К 112-71N/4D диаметр винта следовало бы принять 12 мм, а для мотор-редуктора СВ 2К 212-100L/4D – 22 мм. При расчете по предлагаемой методике оказались достаточными винты М10 для мотор-редуктора СВ 2К 112-71N/4D и М16 для мотор-редуктора

[Оглавление](#)

СВ 2К 212-100L/4D (эти величины диаметров винтов совпали с указанными в каталоге [38]), несмотря на то, что силы F_k и F_a были взяты существенно большими по сравнению с рекомендацией российского ГОСТ.

Отметим, что выбор больших сил затяжки обусловлен здесь не только стремлением повысить сопротивление усталости винтов, но и необходимостью выполнения условия несдвигаемости соединения.

Из анализа результатов расчетов следует, что если проводить расчеты не по эмпирической формуле, принятой в России, а по предлагаемым формулам (Ж.1)÷(Ж.12), (3.1) использовать высокопрочные винты, создавать напряжения затяжки в винте 0,7 от предела текучести его материала, пользуясь динамометрическим ключом для обеспечения требуемого момента завинчивания, то можно существенно уменьшить требуемый диаметр винта. Это в свою очередь даст возможность уменьшить размеры мотор-редуктора и его массу.

Таблица Ж.1

Резьбовые соединения мотор редукторов СВ 2К 112-71N/4D и СВ 2К 212-100L/4D с рамой

№	Мотор-редуктор	СВ 2К 112-71N/4D	СВ 2К 212-100L/4D
1.	Мощность, кВт	0,37	2,2
2.	Передаточное число	127,1	201,7
3.	T , Н·м	451,5	2760
4.	F_k , кН	7*	30**
5.	F_a , кН	2,33***	10****
6.	l , мм	156	230
7.	l_0 , мм	104	130
8.	b , мм	146	230
9.	b_0 , мм	94	130
10.	H , мм	112	212
11.	L , мм	40	70
12.	e , мм	20	35
13.	a , мм	30	35

[Оглавление](#)

14.	x , мм	65	90
15.	y , мм	60	90
16.	E , МПа	$1,476 \cdot 10^5$	
17.	Класс прочности винта, E_b , МПа	10,9, $2,1 \cdot 10^5$	
18.	σ_T , МПа	940	
19.	Способ изготовления резьбы	Нарезание	
20.	Термообработка проводится	После изготовления резьбы	
21.	σ_{ap} , МПа	65	
22.	d , мм	10	16
23.	P , мм	1,5	2
24.	Σh , мм	36	64
25.	l_v , мм	50	80
26.	l_1 , мм	24	30
27.	$\sigma_{зат\ в}$	$0,7\sigma_T$	$0,7\sigma_T$
28.	S_p	1,09	1,08
29.	S_{max}	1,39	1,41
30.	S_a	12,8	4,24
31.	$T_{зав}$, Н·м	67	290

Примечание. По ГОСТ Р 50891-96: * – $F_K = 5,31$ кН;
 ** – $F_K = 13,13$ кН; *** – $F_a = 0$ кН.

[Оглавление](#)

Иванов А.С., Муркин С.В. «Конструирование современных мотор-редукторов»

Приложение II. Расчет фрикционной предохранительной муфты, устанавливаемой на быстроходном валу редуктора

Во избежание случайных выключений величину предельного момента срабатывания предохранительной муфты назначают [7, 27]

$$T_{\text{пр}} = 1,25T_{\text{max}} = 1,25 \cdot 9550 k P/n, \quad (\text{И.1})$$

где T_{max} – максимальный (с учетом перегрузки при пуске) передаваемый муфтой момент; k – коэффициент перегрузки; P – мощность двигателя, кВт; n – номинальная частота вращения муфты, мин^{-1} .

Потребную силу $F_{\text{трб}}$ пружины определяют по формуле

$$F_{\text{трб}} = T_{\text{пр}}/[0,5(D_{\text{н}} + D_{\text{вн}})f_{\text{тр}} z], \quad (\text{И.2})$$

где $D_{\text{н}}$ и $D_{\text{вн}}$ – наружный и внутренний диаметры фрикционных дисков (см. рис. 3.28); $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения рассматриваемой пары; z – число параллельно работающих пружин в комплекте.

Проверяют давление в контакте

$$p = 4zF_{\text{трб}}/[\pi(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{вн}}^2)] \leq [p], \quad (\text{И.3})$$

где $[p]$ – допускаемое давление для рассматриваемой пары трения.

Тарельчатую пружину (рис. И.1) рассчитывают [9] по следующим формулам:

$$F = 4Ef[(f_3 - f)(f_3 - f/2)s + s^3]/[(1 - \mu^2)YD^2] \geq F_{\text{трб}}, \quad (\text{И.4})$$

$$\sigma = 4Ef[(f/2 - f_3)C_1 - C_2s]/[(1 - \mu^2)YD^2] \leq [\sigma], \quad (\text{И.5})$$

где f_3 – максимально возможная осадка пружины, мм; f – осадка пружины под нагрузкой, мм, (обычно $f/f_3 \approx 0,3 \div 0,4$); s – толщина пружины, мм; D – наружный диаметр пружины, мм; E и μ – модуль упругости, МПа, и коэффициент Пуассона материала пружины (тарельчатые пружины обычно штампуют из листовой стали 60С2А, у которой $E = 2,06 \cdot 10^5$ МПа и $\mu = 0,3$); $Y = 6[(A - 1)/A]^2/(\pi \ln A)$, $C_1 = 6[(A - 1)/\ln A - 1]/(\pi \ln A)$, $C_2 = 3(A - 1)/(\pi \ln A)$ – коэффициенты, зависящие от отношения $A = D/D_1$, где D_1 – внутренний диаметр пружины,

Для пружин из стали 60С2А допускаемое напряжение сжатия принимают $[\sigma] = 3000$ МПа.

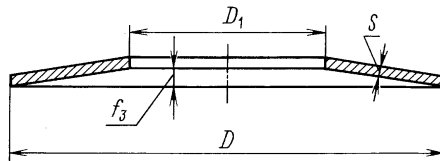


Рис. И.1

Пример. Рассчитать предохранительную фрикционную муфту, встраиваемую в зубчатую (см. рис. 2.7, в), устанавливаемую на быстроходный вал мотор-редуктора, если известно, что двигатель имеет мощность $P = 7,5$ кВт (диаметр вала двигателя 38 мм), частота вращения вала составляет $n = 1440$ мин⁻¹, коэффициент перегрузки при пуске двигателя $k = 2,2$.

Принимаем $D_n = 88$ мм, $D_{вн} = 58$ мм, $f_{тр} = 0,3$, $z = 1$, $D = 80$ мм, $D_1 = 50$ мм, $s = 1$ мм, $f_3 = 5$ мм, $f = 0,4 f_3$, $E = 2,06 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,3$. Эвольвентное шлицевое соединение характеризуется параметрами: наружный диаметр 50 мм, модуль $m = 1,25$ мм; число зубьев $z = 38$; толщина нажимного диска $\Delta = 5$ мм.

[Оглавление](#)

Расчетом по формулам (И.1) – (И.5) получаем $T_{\text{тр}} = 136,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $F_{\text{трб}} = 6250 \text{ Н}$, $p = 1,87 \text{ МПа}$, $F = 6440 \text{ Н}$, $\sigma = -2830 \text{ МПа}$.

Заключаем, что муфта с выбранными размерами обеспечит предохранение от перегрузки, если материал фрикционного диска будет допускать давление $p = 1,87 \text{ МПа}$ и выбранная пара трения обеспечит коэффициент трения не менее $f_{\text{тр}} = 0,3$.

Проверка работоспособности эвольвентного шлицевого соединения ведущей полумуфты с нажимным диском заключается в расчете по формуле

$$[\sigma]_{\text{см}} \geq T/(d_m z \Delta h),$$

где $[\sigma]_{\text{см}} \approx 30 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение на смятие и изнашивание для подвижного соединения; $T = 9550 P/n$ – вращающий момент, передаваемый соединением; $d_m = mz$ – средний диаметр шлицев; $h = 0,8m$ – рабочая высота зуба.

Подставляя значения параметров $T = 9550 \cdot 7,5/1440 = 49,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $d_m = 1,25 \cdot 38 = 47,5 \text{ мм}$, $h = 0,8 \cdot 1,25 = 1 \text{ мм}$ в формулу, получаем $30 \text{ МПа} > 49,7 \cdot 1000 / (47,5 \cdot 38 \cdot 5 \cdot 1) = 5,05 \text{ МПа}$. Так как действующее напряжение смятия не превысило допускаемое, то делаем вывод, что работоспособность шлицевого соединения обеспечена.

[Оглавление](#)

Приложение К. Расчет муфты свободного хода

Муфта с цилиндрическими роликами. Если воспользоваться формулой Герца $[\sigma]_H \geq 0,418[FE/(RI)]^{0,5}$ для первоначального линейного контакта, справедливой при коэффициенте Пуассона равном 0,3, где $R = 0,5d_p$ – приведенный радиус кривизны в контакте ролика со звездочкой, и подставить в неё значение $F = T/(az)$, то при допуске контактного напряжения $[\sigma]_H = 1500$ МПа, что характерно для сталей при их твердости не ниже 60 HRC, момент T , Н·м, который может передать муфта, составит

$$T = 0,000936 l d_p z D, \quad (\text{K.1})$$

где размеры l , d_p , D в миллиметрах.

Пример. Рассчитать роликовую муфту свободного хода с цилиндрическими роликами (см. рис. 3.30, а), устанавливаемую на валу червяка цилиндро-червячного (см. рис. 3.21, б и рис. 3.29) мотор-редуктора, если известно, что двигатель имеет мощность $P = 0,55$ кВт и частоту вращения $n = 1375$ мин⁻¹, передаточное число быстроходной ступени составляет $u_6 = 9,2$. Так как используемый материал деталей муфты сталь, то $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Подшипники червяка имеют внутренний диаметр 50 мм и наружный 110 мм. Поэтому из конструктивных соображений принимаем $D = 92$ мм, $d_p = 12$ мм, $l_p = 16$ мм, $z = 3$. Вычисленные момент на валу червяка $T_q = 9550Pu_6/n = 9550 \cdot 0,55 \cdot 9,2/1375 = 35,15$ Н·м и момент [формула (K.1)] $T = 49,6$ Н·м. Так как муфта может передать момент больший, чем возникающая на червяке, заключаем, что муфта пригодна.

[Оглавление](#)

Муфта с эксцентриковыми роликами. При тех же значениях параметров, что было принято для ранее рассмотренной муфты ($E = 2.15 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона равен 0,3, $[\sigma]_H = 1500$ МПа) момент T , Н·м, который может передать муфта, составит [27]

$$T = 0,00107 d^2 r l z / (0,5d + r), \quad (K.2)$$

где размеры d , r , l , в миллиметрах.

Пример. Рассчитать роликовую муфту свободного хода с эксцентриковыми роликами (см. рис. 3.30, б), при тех же исходных данных, что и в предыдущем примере.

Из конструктивных соображений принимаем $D = 92$ мм, $d = 68$ мм, $l_p = 16$ мм, $r = 8$ мм, $z = 3$. Вычисленный по формуле (K.2) момент $T = 45,2$ Н·м. Так как муфта может передать момент больший, чем возникает на червяке, заключаем, что муфта пригодна.

Отметим, что нагрузочную способность этой муфты легко повысить за счет увеличения количества эксцентриковых роликов.

Приложение Л. Расчет фрикционного соединения насадной мотор-редуктор - приводной вал

Расчетная схема фрикционного соединения валов мотор-редуктора с приводным представлена на рис. К.1. Соединение имеет следующие размеры: D_2 – наружный диаметр полого вала мотор-редуктора, D – наружный диаметр приводного вала; B – ширина конического разрезного кольца. Силу $F_{\text{зат}}$ затяжки винта принимают такой, при которой напряжение $\sigma_{\text{зат}}$ растяжения в опасном сечении винта достигает 0,7 от предела текучести σ_T его материала. Момент завинчивания винта диаметром резьбы d вычисляют по формуле $T_{\text{зав}} = F_{\text{зат}} [\text{tg}(\varphi' + \psi)d_2/2 + f_T d_T/2]$, где d_2 – средний диаметр резьбы; $\varphi' = \arctg(f_p/\cos 30^\circ)$ – приведенный угол трения; $\psi = \arctg [P/(\pi d_2)]$ – угол наклона винтовой линии резьбы по ее среднему диаметру; $f_p = f_T = 0,12$ – коэффициенты трения в резьбе и по торцу гайки (резьба и торец смазаны); $d_T \approx 1,2d$ – средний диаметр торца гайки.

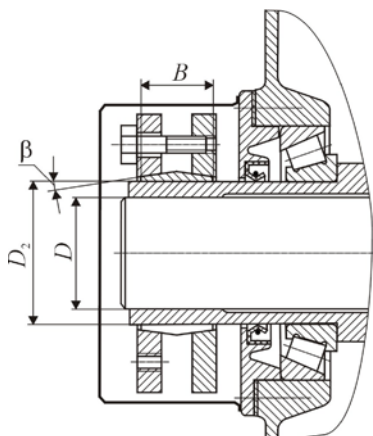


Рис. Л.1

[Оглавление](#)

Нормальная сила, сдавливающая наружную поверхность полого вала, составляет $F_N = nF_{\text{зат}}/\text{tg}(\beta + \varphi)$, где n – число стягивающих винтов; $\beta = 3^\circ$ – угол конуса кольца; $\varphi = \text{arctg } f$ – угол трения; $f = 0,12$ – коэффициент трения в муфте (коническое кольцо смазано). Под действием силы F_N внутренний диаметр полого вала стремится уменьшиться на величину $U = 2p_N D / \{[(1 - (D/D_2)^2)E]\}$ [27], где $p_N = F_N / (\pi B D_2)$ – давление муфты на наружную поверхность полого вала; E – модуль упругости материалов полого и приводного валов. Но этому уменьшению препятствует приводной вал. В соединении полого и приводного валов возникает натяг. Расчетная величина натяга оценивается как $\delta = U - 5(Ra_1 + Ra_2) - \Delta_{\text{ск}}$, где $Ra_1 = Ra_2 = 0,0016$ мкм – средние арифметические высоты микронеровностей сопряженных поверхностей полого и приводного валов; $\Delta_{\text{ск}}$ – максимальный зазор в сопряжении перед монтажом муфты, зависящий от посадки (обычно выбирают посадку H7/h6 или H7/g6). Расчетный натяг обеспечивает давление в сопряжении $p = \delta/S$, где $S = D(C_1 + C_2)/E$ – коэффициент; $C_1 = 1 - \mu$ – коэффициент вала; $C_2 = [1 + (D/D_2)^2]/[1 - (D/D_2)^2] + \mu$ – коэффициент отверстия; μ – коэффициент Пуассона. Несдвигаемость соединения будет обеспечена, если создаваемое в сопряжении валов давление p будет не меньше требуемого $p_{\text{тр}} = [F_a^2 + (2T/D)^2]^{0,5} / (\pi D B f_v)$ из условия передачи соединением действующих нагрузок, где F_a – осевая сила; T – вращающий момент; $f_v \approx 0,2$ – коэффициент трения в соединении полого и приводного валов (соединение валов не смазано).

[Оглавление](#)

Пример. Дано: $D = 50$ мм; $D_2 = 68$ мм; $B = 23$ мм; $d = M6$; $P = 1$ мм; $d_2 = 5,35$ мм; $n = 10$; $\mu = 0,3$, класс прочности винтов 12.9, что соответствует $\sigma_T = 1080$ МПа. Требуется определить, передаст ли соединение вращающий момент $T = 2000$ Н·м и осевую силу $F_a = 80$ кН?

Заданному классу прочности винтов соответствуют: $\sigma_{зат} = 756$ МПа; $F_{зат} = 13,5$ кН; $T_{зав} = 13,1$ Н·м. Сила затяжки винтов создает нормальную к поверхности силу $F_N = 780$ кН и давление $p_N = 216$ МПа, вызывая стремление к уменьшению внутреннего диаметра полого вала на величину $U = 0,224$ мм. Приняв $\Delta_{ск} = 0,03$ мм и решая задачу Ляме, находим $p = 162,7$ МПа. Так как давление p получено бóльшим, чем требуемое $p_{тр} = 156,6$ МПа, заключаем, что соединение работоспособно.

Литература

1. Беляев Г.С. Повышение выносливости соединения вал-втулка с клеевой пленкой // Вестник машиностроения, 1971, № 5. С. 51 – 53.
2. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. 368 с.
3. Бунатян Г.В. Крепежные изделия. Перспективы в консолидации // Метизы, 2010, № 1. С. 12 – 15.
4. Вильнав Ж.-Ж. Клеевые соединения. М.: Техносфера, 2007. 384 с.
5. Гранкин М.Г. Стопорение крепежа // РИТМ. Специализированный журнал. Февраль, №1 (59). 2011. С. 38 – 43.
6. Детали и механизмы металлорежущих станков; В 2-х т. /Под ред. Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1972. Т. 1. 664 с; Т. 2. 520 с.
7. Детали машин: Учебник для вузов / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др.; под ред. О.А. Ряховского. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. 520 с.
8. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие. М.: Академия, 2004. 496 с.
9. Заплетохин В.А. Конструирование деталей механических устройств: Справочник. Л.: Машиностроение, 1990. 669 с.
10. Зубчатые передачи: Справочник / Е.Г. Гинзбург, Н.Ф. Голованов, Н.В. Фирун, и др.; под общ. ред. Е.Г. Гинзбурга. Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1980. 416 с.

[Оглавление](#)

11. Иванов А.С. Расчет и конструирование опорно-поворотных подшипников. // Вестник машиностроения, 2000, №4. С. 23 – 27.
12. Иванов А.С. Соединения валов двигателя и редуктора, редуктора и рабочего органа в конкурентоспособных приводах // Вестник машиностроения. 2000. № 10. С. 45 – 48.
13. Иванов А.С. Конструирование приводов высокого технического уровня // Вестник машиностроения, 2001, №6. С. 27 – 30.
14. Иванов А.С., Лисовцов А.О., Чуб М.В. Расчет и конструирование одноболтового резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом // Вестник машиностроения, 2003, № 8. С. 52 – 54.
15. Иванов А.С., Байков Б.А., Попов Б.А. Проверочный расчет резьбовых соединений, нагруженных отрывающей силой и опрокидывающим моментом, с учетом контактной податливости стыков // Вестник машиностроения. 2009. № 1. С. 33 – 37.
16. Иванов А.С., Воробьев И.А., Ермолаев М.М. Предлагаемые конструктивные исполнения цилиндрико-коническо-цилиндрического мотор-редуктора // Вестник машиностроения. 2009. № 3. С. 35 – 36.
17. Исследование и расчет резьбового соединения мотор-редуктора с рамой /А.С. Иванов, С.В. Муркин, М.М. Ермолаев и др.// Вестник машиностроения. 2011. № 2. С. 65 – 68.

18. Фирмы Bauer, Nord, SEW Eurodrive и др. Технические характеристики мотор-редукторов и инструкции по их эксплуатации.
19. Кудрявцев В.Н. Детали машин: Учебник для вузов. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1980. 464 с.
20. Машиноведение и детали машин: Труды всероссийской научно-технической конференции. К 100-летию со дня рождения Д.Н. Решетова / Под ред. О.А. Ряховского и А.С. Иванова. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2008. 272 с.
21. Машиностроение. Энциклопедия / Ред. совет: К.В. Фролов (пред.) и др. М 38 М.: Машиностроение. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. Т. IV-1 /Д.Н. Решетов, А.П. Гусенков, Ю.Н. Дроздов и др.; Под общ. ред. Д.Н. Решетова. 864 с.
22. Муркин С.В., Иванов А.С. Соединения валов двигателя и редуктора в современных мотор-редукторах В сб. «Актуальные задачи машиноведения, деталей машин и триботехники: Труды международной научно-технической конференции. 27 – 28 апреля 2010 г.» / Балт. Гос. техн. ун-т. СПб., 2010. С. 107 – 110.
23. Орлов П. И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие; В 2-х кн. М.: Машиностроение, 1988. Кн. 1. 560 с.
24. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцев и др. М.: Машиностроение, 1984. 560 с.
25. Расчет и проектирование зубчатых редукторов: Справочник / В.Н. Кудрявцев, И.С. Кузьмин,

- А.Л. Филипенков; Под общей ред. В.Н. Кудрявцева. СПб.: Политехника, 1993. 448 с.
26. Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения: Справочник / Л.С. Бойко, А.З. Высоцкий, Э.Н. Галиченко и др. М.: Машиностроение, 1984. 247 с.
27. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
28. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. Л.: Политехника, 1991. 384 с.
29. Сидоров П.Г., Пашин А.А., Плясов А.В. Многопоточные зубчатые трансмиссии: Теория и методология проектирования. М.: Машиностроение, 2011. 340 с.
30. Снесарев Г.А. Основы унификации и построения параметрических рядов машин: НТО Машпром. Университет технического прогресса в машиностроении. Заочные курсы совершенствования инженеров-конструкторов. М.: Машиностроение, 1967. 48 с.
31. Технический каталог. Продукция марки Анакрол. Дзержинск: ООО НПП «Сатурн». 2003 – 2011 г. 144 с.
32. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов: Учебник для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 592 с.
33. Bartz W.J. Schmierung von Zahnrad-getrieben. //Maschinenschaden, 1976, 49, №1, S. 28 – 31.
34. Batson Robert E., Tokarski Joseph G. Keeping fasteners tight //Mach. Des., 1975, 47, № 3. S. 86 – 89.
35. Company catalogue 2009. Couplings. Hydraulic Components. Torque Limiters. Torque Measurement. Clamping Elements. KTR Kupplungstechnik GmbH. P.O. Box 1763. D-48407

- Rheine. Internet: www.ktr.com. 303 с. (дата обращения: 06.07.2010).
36. Ghio F. Oil capacity requirements for gearboxes // Ind. Lubric. and Tribol., 1976, 28, № 4. S. 123 – 125.
37. Endlich W. Praxisorientierte Dimensionierungsmethode für geklebte Welle–Nabe– Verbindungen // Antriebstechnik, 21, 1982, № 9. S. 434 – 441.
38. Kegelradgetriebemotoren 2K//Katalog 7. URL: http://www.bockwoldt.de/downloads/produkte/Kegelradgetriebe/katalog_7_kegelradgetriebe_2k.pdf (дата обращения: 06.07.2010).
39. LOCTITE. Справочник //Loctite Corp. 1998. 460 с.
40. Rackov M., Trbojevic R., Kuzmanovic S. Influence of shaft height on technical characteristics of universal helical gear units //Annals of the Oradea University. Fascicle of Management and Technological Engineering. Volume IV (XIV), 2005, P. 754–761.