825
3
621.825
Д93

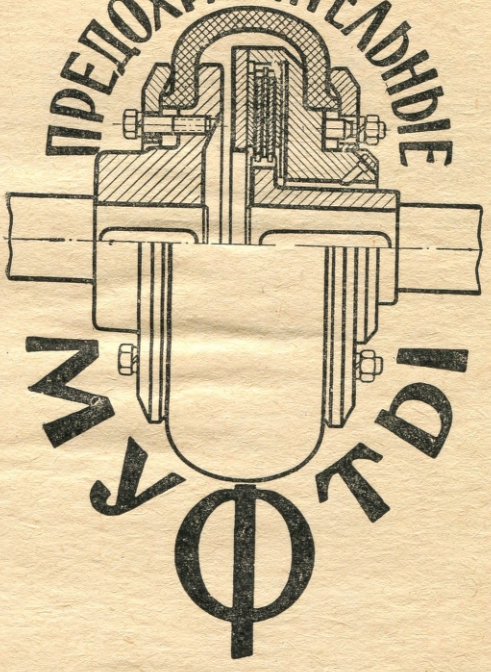
С. К. ДЬЯЧЕНКО
Н. Ф. КИРКАЧ

ГОСТЕХИЗДАТ УССР
КИЕВ · 1962

621.825
Д93
000095182

С. К. ДЬЯЧЕНКО
Н. Ф. КИРКАЧ

ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ



421161

Библиотека Киевского политехнического института им. Ленина

Государственное издательство
ТЕХНИЧЕСКОЙ ЛИТЕРАТУРЫ УССР
Киев — 1962

ПРОВЕРЕНО
1963 г.

6П5.1
Д 93

В книге описаны конструкции, приведены расчеты и сведения по эксплуатации наиболее распространенных предохранительных муфт, кратко рассмотрены материалы, применяемые при их изготовлении, даны рекомендации по рациональному применению отдельных видов муфт.

Книга предназначена для инженеров-машиностроителей, однако она может быть также использована студентами высших технических учебных заведений.

Рецензент *Я. И. Есипенко*, канд. техн. наук

Редакция литературы по вопросам машиностроения и транспорта

Заведующий редакцией инж. *Г. П. Кудрявцев*

ВВЕДЕНИЕ

Машины различного назначения работают часто в условиях резкопеременных нагрузок и внезапно возникающих перегрузок, приводящих в некоторых случаях к поломкам деталей или узлов этих машин, что влечет за собой ремонт и дорогостоящие простои. Решать проблему защиты машин от поломок путем увеличения запасов прочности тех деталей, на которые приходится наибольшая перегрузка, нецелесообразно, так как при этом увеличиваются габариты и вес машин.

Предохранительные устройства в приводе коренным образом улучшают условия эксплуатации машин и предохраняют их от поломок. Наряду с этим, применение предохранителей, рассчитанных по наперед заданному усилию или моменту, вносит ясность в расчет деталей и узлов машин, позволяя конструктору назначать меньшие запасы прочности и уменьшать вес.

Поэтому вопрос рационального применения предохранительных устройств в приводах заслуживает большого внимания.

В настоящее время имеется большое количество предохранителей различного назначения: ограничители грузоподъемности, тягового усилия, крутящего момента и т. д. В книге рассмотрены лишь ограничители передаваемых крутящих моментов, т. е. предохранительные муфты.

В СССР многими учеными и инженерами ведется большая работа по созданию наиболее совершенных и надежных в эксплуатации конструкций предохранительных муфт, а также теории их расчета. Так, например, можно указать на работы Е. А. Чудакова, Н. С. Ачеркана, А. М. Целикова, Б. А. Иванова, Е. А. Иванова, В. С. Полякова, И. Д. Барбаш, В. К. Тепинкичиева и др.

Правильно выбрать из большого разнообразия наиболее подходящую конструкцию предохранительной муфты часто бывает затруднительно, особенно если учесть, что сведения о тех или иных новых, зарекомендовавших себя, конструкциях разбросаны по различным журналам отдельных отраслей промышленности.

Авторы книги поставили перед собой задачу по возможности собрать в одном источнике все хорошо зарекомендовавшие себя в работе конструкции современных предохранительных муфт. В ней приведены расчет и некоторые данные по выбору различных типов муфт, а также указаны области их применения.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Принцип работы предохранительных муфт состоит в том, что по достижении крутящим моментом заданной величины муфта, тем или иным способом разрывая кинематическую цепь привода, предохраняет его от перегрузки, а следовательно, от поломок, возможного чрезмерного износа и перегрева.

Несмотря на большое разнообразие конструкций предохранительных муфт, применяемых в промышленности, их, в основном, можно разделить на такие группы: срезные, пружинные, фрикционные, центробежные, порошковые, гидравлические.

Основные требования, предъявляемые к предохранительным муфтам, следующие:

1. Муфта должна точно срабатывать, т. е. при данной регулировке разъединять кинематическую цепь всегда при одном и том же максимальном крутящем моменте.

2. Конструкция муфты должна обеспечивать возможность регулирования величины передаваемого крутящего момента.

3. Желательно, чтобы муфта автоматически восстанавливала свою работоспособность после срабатывания.

В зависимости от способа восстановления работоспособности после срабатывания, предохранительные муфты могут быть разделены на две группы:

1. Муфты, работоспособность которых после срабатывания восстанавливается заменой ломающегося элемента. Сюда относятся срезные муфты, муфты с деталью, работающей на изгиб, и муфты с деталью, работающей на растяжение. Из этой группы муфт наиболее распространенными являются срезные. Остальные типы муфт применяются редко.

2. Муфты, у которых после срабатывания и последующего снятия перегрузки автоматически восстанавливается работоспособность, т. е. все детали муфты возвращаются

в исходное положение без постороннего вмешательства. К ним относятся пружинные, фрикционные, центробежные, порошковые и гидравлические муфты.

СРЕЗНЫЕ МУФТЫ

Срезные муфты являются наиболее простыми по конструкции и поэтому широко распространены в различных механизмах как простое средство защиты от перегрузки.

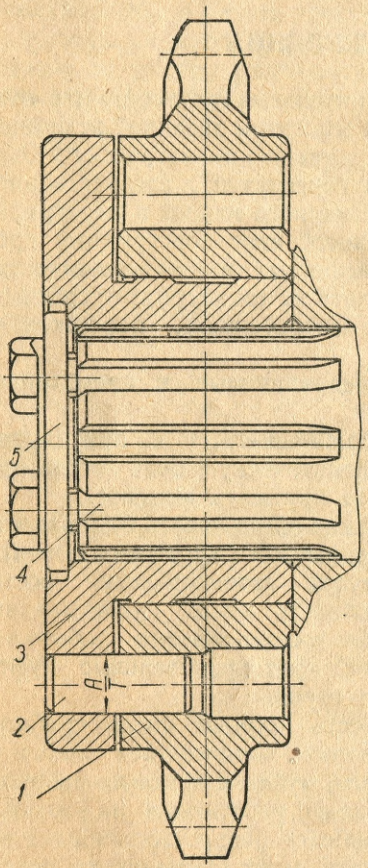


Рис. 1.

Принцип их работы заключается в том, что, когда величина крутящего момента становится предельной, палец срезается и силовая цепь привода прерывается.

На рис. 1 показана простейшая срезная муфта, применяющаяся в шахтных скребковых конвейерах. На выходном валу *4* редуктора неподвижно на шлицах закреплена втулка *3*, на ступицу которой свободно посажена звездочка *1* цепной передачи. Звездочка соединена со втулкой *3* срезным пальцем *2*, посаженным в отверстия втулки и звездочки по тугой посадке. Втулка *3* с торца вала закреплена концевой шайбой *5*. Когда передаваемый крутящий момент превзойдет расчетный, палец *2* срежется, и кинематическая цепь привода прервется. Существенным недостатком рассматриваемой муфты является то, что в результате действия силы на палец создается дополнительный изгибающий момент на валу, а также возможно смятие поса-

дочного отверстия в ступице и звездочке и повреждение торца звездочки или втулки срезанным пальцем.

Более совершенная конструкция срезной пальцевой муфты приведена на рис. 2. Между полумуфтами *4* и *5* плотно вставлен срезающийся палец *6*. Во избежание смятия пальцем отверстий предусмотрены стальные каленые втулки *7* и *3*, запрессованные в полумуфты. В полумуфту *4*, сидящую на валу на шпонке *1*, ввинчена пробка *2*, препятствующая выпадению пальца из отверстия. Полумуфта *5* сидит на валу свободно. На торцовых поверхностях полумуфт проточена канавка (см. сечение А—А), предохраняющая эти поверхности от повреждения срезанными пальцами. С целью более быстрой установки полумуфт при замене срезанного пальца на их поверхности сделаны контрольные риски.

Основные размеры срезных предохранительных муфт (по нормали ЭНИМС) приведены в табл. 1.

Таблица 1

Размеры предохранительных срезных муфт (по нормали ЭНИМС), *мм*

Наименьшее срезающее усилие P, *кГ*	d	D	b	c	A	B	l	g
70	1,5	10	12	11	22	16	8	1
130	2	10	12	11	22	16	8	1
290	3	15	18	17	30	25	10	1,5
530	4	15	18	17	30	25	10	1,5
825	5	15	18	17	30	25	10	1,5
1200	6	25	28	26	50	45	16	2
2100	8	25	28	26	50	45	16	2
3300	10	25	28	26	50	45	16	2

На рис. 3 показана предохранительная муфта со срезным пальцем в соединении с зубчатой муфтой. Такая конструкция, предназначенная для передачи больших крутящих моментов, часто применяется в прокатных станах. Крутящий момент от ведущего вала *1* к ведомому *11* передается через ведущую зубчатую втулку *2*, левую зубчатую обойму *5*, срезной калиброванный палец *8*, правую зубчатую обойму *6*, и ведомую зубчатую втулку *10*. В зубчатой муфте с целью размещения втулок *9* и срезных пальцев *8* обоймы *5* и *6* выполнены с увеличенными диаметрами фланцев. Для предотвращения выпадания срезных пальцев из гнезда последнее с одной стороны закрывается пробкой *4*, а с другой — поворотной планкой *7*. В муфте имеется контрольное

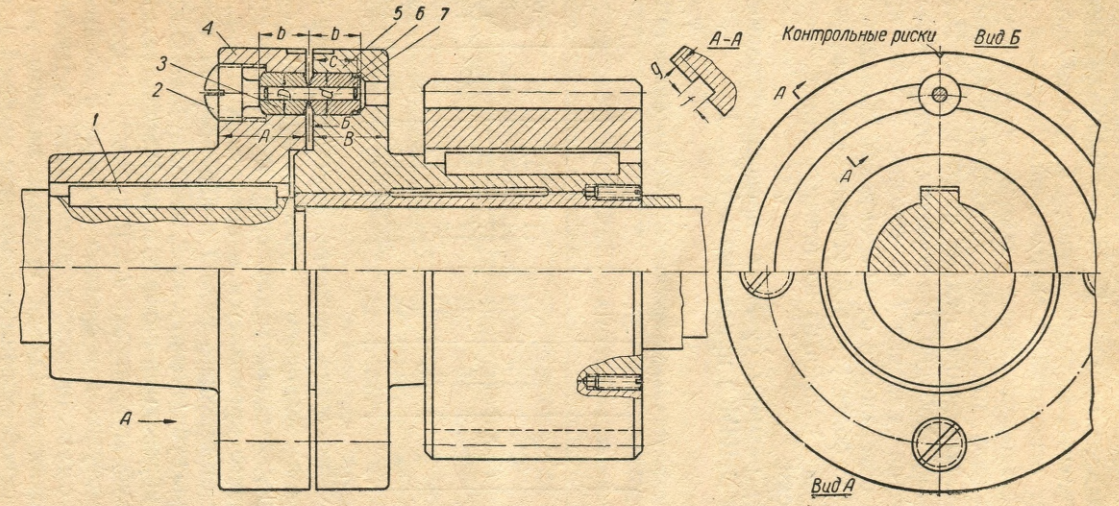


Рис. 2.

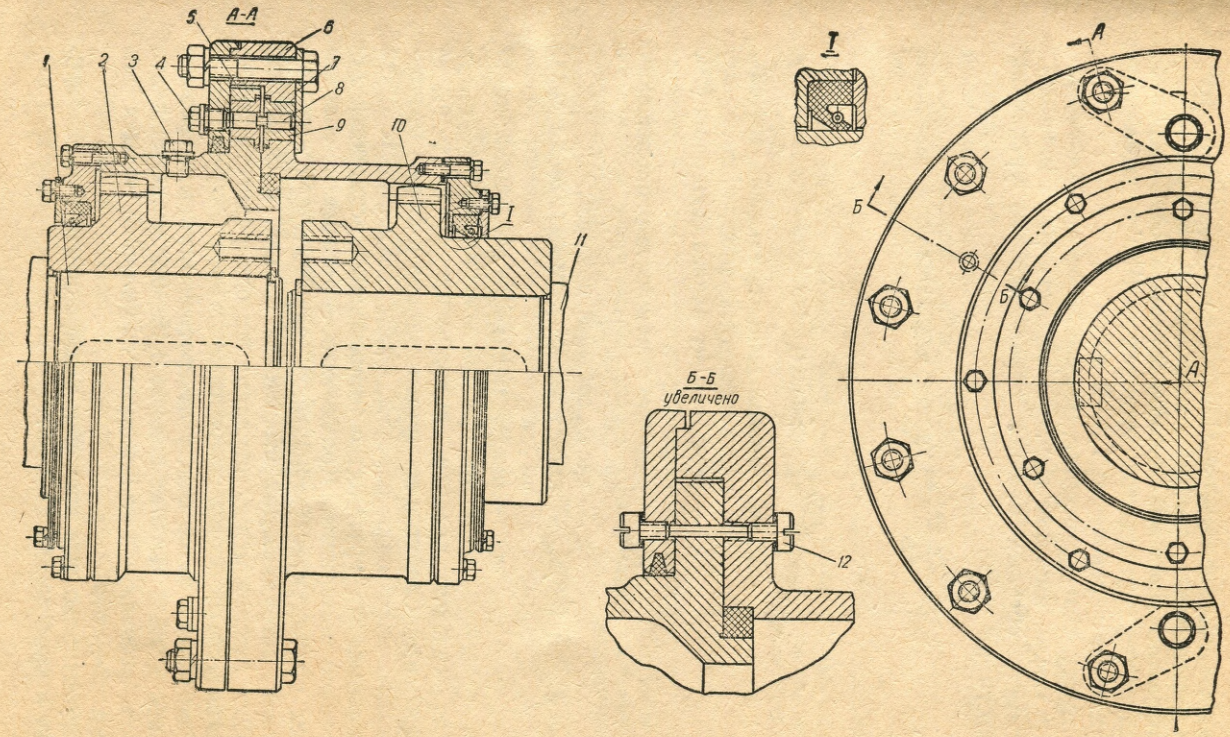


Рис. 3.

отверстие (см. сечение *Б—Б*), по которому выставляют полумуфты при постановке срезных пальцев. После установки пальцев это отверстие закрывается винтами *12*.

Муфта допускает максимальный перекос осей соединяемых валов без радиального смещения до 1°30′ и радиальное смещение без перекоса до 1,5—2 *мм*.

В муфту через отверстие, закрываемое пробкой *3*, заливают масло, имеющее высокую вязкость (типа нигрола).

Диаметр срезных пальцев определяют из уравнения прочности на срез

$$\frac{2M_{\text{кр. max}}}{d_{\text{ср}}} = \frac{2M_{\text{н}}\kappa}{d_{\text{ср}}} = z\frac{\pi d^2}{4}[\tau]_{\text{ср}},$$

откуда

$$d = \sqrt{\frac{8M_{\text{н}}\kappa}{\pi d_{\text{ср}} z[\tau]_{\text{ср}}}},$$

где $M_{\text{н}}$ — номинальный крутящий момент, передаваемый муфтой, *кГсм*;

κ — коэффициент запаса сцепления (см. табл. 2);

$d_{\text{ср}}$ — диаметр окружности расположения срезных пальцев, *см*;

z — число срезных пальцев;

$[\tau]_{\text{ср}} = (0{,}7 \div 0{,}8)\sigma_{\text{вр}}$ — допускаемое напряжение на срез, *кГ/см²*;

$\sigma_{\text{вр}}$ — предел прочности материала пальца при растяжении, *кГ/см²*.

Для срезных пальцев применяется сталь с $\sigma_{\text{вр}} = 60$ *кГ/мм²*. Свойства материала пальца и форма проточки подбираются таким образом, чтобы сделать место среза по возможности хрупким, с минимальной остаточной деформацией материала. Кроме того, проточка в срезном пальце способствует уменьшению заусениц при его разрушении, затрудняющих извлечение пальца, и снижению влияния зазоров между втулками на однородность срабатывания муфты.

Радиальный зазор между отверстием втулки и срезным пальцем должен быть не больше 0,15—0,2 *мм*, т. е. палец должен вставляться во втулку по скользящей посадке 3-го класса точности.

Ориентировочные значения коэффициента запаса сцепления κ приведены в табл. 2.

Таблица 2

Ориентировочные значения коэффициента запаса сцепления k для муфт в зависимости от величины пусковой нагрузки и характера рабочей нагрузки

Наименование механизма или машины	Нагрузка		k
	пусковая	рабочая	
Небольшие вентиляторы и воздуходувки; насосы и компрессоры центробежные и ротационные; токарные, сверлильные и шлифовальные станки; динамомашины, ленточные транспортеры	До 120% нормальной	Почти постоянная	1,1
Легкие трансмиссионные приводы; фрезерные, зубофрезерные и револьверные станки; поршневые насосы и компрессоры с относительно тяжелыми маховиками; пластинчатые транспортеры	До 150% нормальной	С незначительными колебаниями	1,6
Реверсивные приводы; строгальные, долбежные и зубодолбежные станки; поршневые насосы и компрессоры с относительно легкими маховиками; винтовые транспортеры и скребковые элеваторы; винтовые эксцентриковые прессы с относительно тяжелыми маховиками; ткацкие и прядильные станки, банкоброши, ватера	До 200% нормальной	Со значительными колебаниями	2,1
Подъемники, экскаваторы, драги; бегуны, глиномялки; лесопильные рамы; жерновые, шаровые и вальцевые мельницы, эксцентриковые и винтовые прессы с относительно легкими маховиками; ножницы, молоты, дробилки	До 300% нормальной	Весьма неравномерная или ударная	3,2

Втулочная предохранительная муфта может быть выполнена односрезной (рис. 4) и двухсрезной (рис. 5). В обеих конструкциях срезной палец *1* заключен в составную каленую втулку *2*, запрессованную в муфту *3* и вал *4*.

Иногда в местах предполагаемого среза на пальце (рис. 6) делают проточки *V*-образной формы. Вместо пальцев и штифтов могут применяться также срезные шпонки.

Примерные конструктивные соотношения размеров втулочных муфт следующие: $L = (3 \div 4)d_в$; $D = (1{,}5 \div 1{,}8)d_в$; $l = 0{,}75d_в$; $d_1 = (1{,}5 \div 1{,}8)d$.

По нормали станкостроения втулочные муфты рекомендуется изготовлять из стали 35 или 45, а муфты для валов с $d_в > 80$ *мм* — также и из чугуна СЧ 21-40.

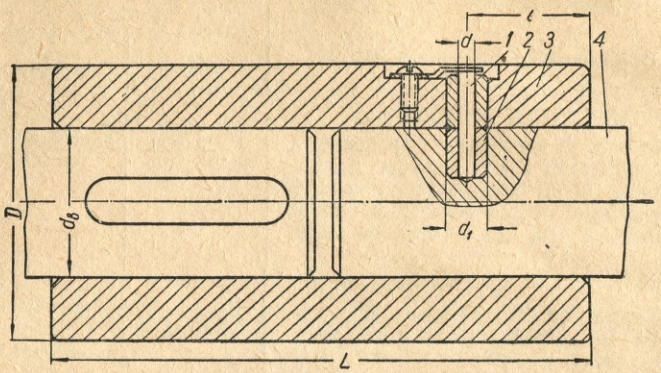


Рис. 4.

Цилиндрические штифты (ГОСТ 3128—60) рекомендуется изготовлять из стали 45 или А12 (ГОСТ 1414—54).

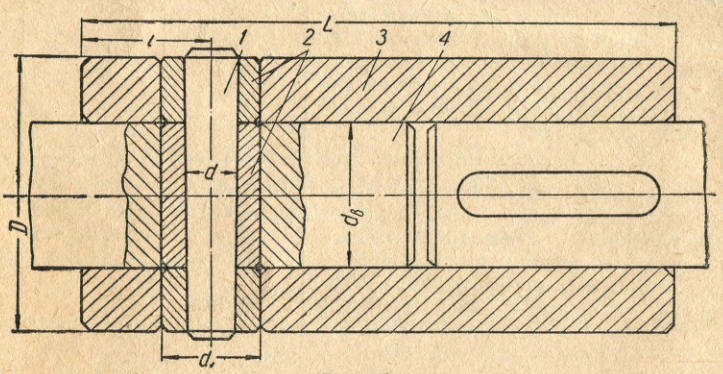


Рис. 5.

К конструкции срезных предохранительных муфт предъявляются следующие требования. При срабатывании муфты ее разрушенный элемент не должен повреждать другие детали узла. Должна быть обеспечена возможность легкой замены срезанных пальцев. Место среза пальцев должно

быть заранее предусмотрено. Влияние трения должно быть снижено, а разрушающиеся элементы изготовлены с такой же тщательностью, как и образцы для испытания металлов, что необходимо для повышения однородности срабатывания срезных муфт. Если имеется возможность, необходимо ставить один срезной палец, так как при двух и большем количестве срезных пальцев точность срабатывания муфты уменьшается. Однако установка одного срезного пальца, повышая точность срабатывания, приводит к увеличению габаритов муфты и появлению изгибающих усилий, действующих на соединяемые валы.

Рис. 6.

Экспериментальные исследования, проведенные В. К. Тепинкичиевым, показывают, что на работу срезных предохранительных муфт оказывают влияние конструктивные параметры — диаметр срезного пальца, расстояние от его оси до оси муфты, зазор между срезающими плоскостями, радиальный зазор между отверстием втулки и пальцем, форма и материал пальца. Совокупность такого большого количества параметров, влияющих на точность срабатывания срезной муфты, говорит о том, что, определив диаметр пальца, нельзя гарантировать надежности ее работы.

Предохранительные муфты со срезными пальцами обладают существенными недостатками. Вследствие пластической деформации материала срезного пальца становится более продолжительным процесс среза. Поэтому для более четкой работы применяют каленые пальцы. Если срезные муфты работают в условиях небольших, но систематических перегрузок, то из-за усталости материала пальца снижается величина срезающей силы, а следовательно, и величина передаваемого момента. При установке двух и больше пальцев нагрузка на них распределяется неравномерно, что понижает точность срабатывания муфты. Срезные муфты, срабатывая, дают почти мгновенный разрыв кинематической цепи, что приводит к появлению динамических нагрузок в приводе, особенно при наличии больших ведомых масс. Это вызывает чрезмерное повышение момента сил упругости в звеньях механизма.

Такие муфты неудобны в эксплуатации еще и тем, что они не обладают способностью к самовосстановлению, а замена штифта вызывает простой машины. Муфты рас-

сматриваемого типа дают жесткое соединение ведущего и ведомого валов, что приводит к динамическим нагрузкам в звеньях и к повышенному расходу электроэнергии во время запуска привода с асинхронным короткозамкнутым электродвигателем. Кроме того, при пуске машины часто возникают большие пусковые моменты, которые могут вызвать срезание предохранительного элемента.

Предохранительные срезные муфты целесообразно располагать так, чтобы за ними по направлению от двигателя не следовали большие массы. У сверлильного станка, например, срезную муфту лучше располагать в механизме главного движения на последнем валу перед шпинделем. При установке этих муфт на валах, работающих с незначительной угловой скоростью, динамические явления пуска можно не учитывать.

В силу указанных недостатков срезные предохранительные муфты могут надежно защищать машину только от редких, случайных перегрузок.

ПРУЖИННЫЕ МУФТЫ

По количеству конструктивных разновидностей группа пружинных предохранительных муфт является наиболее разнообразной и обширной.

Общим для всех конструкций является то, что замыкание кинематической цепи осуществляется с помощью пружин, поставленных с начальным натяжением. Почти все пружинные предохранительные муфты работают по одному принципу — при превышении расчетной величины крутящего момента происходит относительное перемещение полумуфт и разрыв силовой цепи. Рабочие элементы полумуфт обычно выполняют в виде зубьев, кулачков, шариков или роликов. Поэтому разрыв силовой цепи происходит скачкообразно и сопровождается сильным износом соприкасающихся поверхностей, резкими колебаниями нагрузки в приводе и большим шумом. Мероприятия, направленные на уменьшение износа рабочих элементов муфты (изготовление контактных поверхностей рациональной формы, введение ограничителя, обеспечивающего срабатывание муфты при одном скачке, ускорителя, дополнительно воздействующего на отключаемые части, и др.), приводят к усложнению конструкции таких муфт и их удорожанию.

При конструировании пружинных предохранительных муфт необходимо предусматривать возможность их регулировки, позволяющей изменять коэффициенты запаса сцепления, а значит, и величину передаваемого крутящего момента. Это достигается регулировкой первоначального сжатия пружин. Величина крутящего момента, передаваемого муфтой, зависит также от угла контакта рабочих элементов полумуфт и коэффициента трения между подвижными элементами.

Пружинные предохранительные муфты применяют, как правило, для передачи небольших крутящих моментов и в приводах с малыми инерционными массами.

Расчет таких муфт, в основном, сводится к определению размеров пружины, которая должна обеспечивать передачу максимального крутящего момента и выключение муфты при перегрузке привода.

Пружинно-зубчатые муфты

Конструкция предохранительной пружинно-зубчатой муфты, применяющейся в сельскохозяйственных машинах, приведена на рис. 7. Полумуфта *1* (рис. 7,*а*) с радиально расположенными зубьями неподвижно установлена на валу *2*. Форма профиля зубьев представлена на рис. 7,*б*.

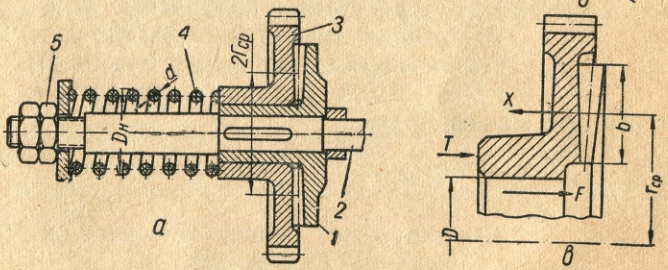


Рис. 7.

В существующих конструкциях муфт угол α равен 30—40°. На ступице полумуфты *1* свободно посажена полумуфта *3*, выступы радиально расположенных зубьев которой входят во впа-

дины зубьев полумуфты *1*. В рассматриваемой конструкции полумуфта *3* представляет собой зубчатое колесо, входящее в основную кинематическую цепь привода. Полумуфты *1* и *3* прижаты друг к другу пружиной *4*, предварительное натяжение которой регулируется гайкой *5*.

При возрастании передаваемого крутящего момента до величины, превышающей предельное значение, усилие пружины становится недостаточным для того, чтобы уравновесить осевую силу, возникающую при этом на зубьях полумуфт. Происходит деформация пружины за счет перемещения полумуфты *3* вдоль оси вала, а при значительной перегрузке — размыкание силовой цепи. Расчетные формулы для пружинно-зубчатых муфт выводятся из условия равновесия сил, действующих на полумуфту *3*.

Необходимое усилие X, сжимающее пружину в момент срабатывания муфты, определяется из уравнения (рис. 7,*в*)

$$T + F = X,$$

где T — сила нажатия пружины;

F — сила трения между ступицами полумуфт *1* и *3*, возникающая при срабатывании муфты;

X — осевая составляющая усилия на зубьях полумуфт.

Сила трения

$$F = P_1 f_1,$$

где $f_1 = 0{,}1 \div 0{,}12$ — коэффициент трения между ступицами *1* и *3*;

$P_1 = \frac{M_{max}}{R} = \frac{2M_{н}\kappa}{D}$ — окружная сила, отнесенная к радиусу ступицы полумуфты, *кГ*;

$M_н$ — номинальный крутящий момент, *кГсм*;

κ — коэффициент запаса (табл. 2);

D — диаметр ступицы полумуфты *1*.

Осевая составляющая (рис. 7,*б*)

$$X = P \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) = \frac{M_{н}\kappa}{r_{ср}} \operatorname{tg}(\alpha - \varphi),$$

где P — окружное усилие, отнесенное к среднему радиусу зубьев, *кГ*;

$\alpha = 30 \div 40°$ — половина угла профиля зубьев;

$\varphi = \operatorname{arctg} f$ — угол трения;

$f = 0{,}1 \div 0{,}12$ — коэффициент трения на зубьях муфты;

$r_{ср}$ — средний радиус окружности зубьев полумуфт.

Подставляя значения X и F в уравнение равновесия сил, действующих на полумуфту *3*, и делая необходимые преобразования, получим:

$$M_{\text{кр. max}} = M_{\text{н}}\kappa = \frac{Tr_{\text{ср}}}{\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{2r_{\text{ср}}}{D} f_1}.$$

Из уравнения

$$\frac{M_{\text{кр. max}}}{Tr_{\text{ср}}} = \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{2r_{\text{ср}}}{D} f_1}$$

следует, что при определенных значениях T и α момент срабатывания муфты в значительной степени зависит от величины отношения $\frac{2r_{\text{ср}}}{D} f_1$.

При $\frac{2r_{\text{ср}}}{D} f_1 \geqslant \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)$ муфта при любом моменте сил сопротивления не будет срабатывать, так как произойдет самоторможение.

Возможность самоторможения возрастает с увеличением отношения $\frac{2r_{\text{ср}}}{D}$, коэффициента трения f_1 на опорной поверхности втулки полумуфты *3*, коэффициента трения между зубьями муфт и при уменьшении угла α. Во избежание самоторможения следует выбирать $\frac{2r_{\text{ср}}}{D} = 1{,}25 \div 2{,}5$.

Из уравнения равновесия сил можно найти необходимую величину начальной силы T_1 сжатия пружины из расчета на мгновенную перегрузку при условии действия сил трения

$$T_1 = \frac{M_{\text{н}}\kappa}{r_{\text{ср}}} \left[\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{2r_{\text{ср}}}{D} f_1 \right].$$

Необходимая величина начальной силы T_2 сжатия пружины из расчета на длительную перегрузку при условии отсутствия трения в муфте (вследствие толчков и вибраций) будет равна

$$T_2 = \frac{M_{\text{н}}\kappa}{r_{\text{ср}}} \operatorname{tg}\alpha.$$

Расчетная сила сжатия пружины в момент полного выключения муфты

$$T_3 = T_2(1 + \psi),$$

421161

Библиотека

где $\psi = 0{,}15 \div 0{,}2$ — относительное приращение силы сжатия пружины при выключении муфты.

Наружный диаметр пружины $D_н$ и диаметр проволоки d выбирают по табл. 3 в зависимости от силы сжатия $T_з$ пружины.

Число витков пружины определяют по формуле

$$z = \frac{h(1+\psi)}{\delta\psi T_з},$$

где h — ход пружины при выключении (выбирается конструктивно);

δ — деформация одного витка пружины под действием силы 1 $кГ$; (см. табл. 3).

Число зубьев z_1 муфты определяется из условия допускаемого удельного давления p на рабочих поверхностях зубьев по формуле

$$z_1 = \frac{2M_н\kappa}{d_{ср}bh_1pm},$$

где $M_н$ — номинальный крутящий момент, $кГсм$;

κ — коэффициент запаса сцепления (см. табл. 2);

$d_{ср}$ — средний диаметр окружности расположения зубьев;

b — длина зуба;

h_1 — высота зуба на радиусе $r_{ср}$;

$m = 0{,}5 \div 0{,}7$ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями;

$p = 800 \div 1200$ $кГ/см^2$ — допускаемое удельное давление для закаленных стальных зубьев при расчете по динамическому моменту.

Для точно изготовленных муфт с числом зубьев не больше 5 значение допускаемого удельного давления при уточненном определении крутящего момента может быть увеличено до 1500 $кГ/см^2$.

Определение числа зубьев из условия изгиба (z_2) ведется только в том случае, если при расчете на удельное давление их число получилось сравнительно большим ($z_1 > 10$). Его производят по формуле

$$z_2 = \frac{6hM_н\kappa}{d_{ср}bl^2m[\sigma]_и},$$

Таблица 3

Наибольшее значение силы сжатия T^*, *кГ*, и деформация одного витка пружин σ^{**}, *мм*, возникающая под действием силы 1 *кГ*

Наружный диаметр пружины $D_н$, *мм*	Диаметр проволоки, *мм*															
	0,5	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
5	1,03 / 2,0	4,50 / 0,180	8,3 / 0,063														
6	0,84 / 2,670	3,65 / 0,345	6,64 / 0,125	9,99 / 0,053													
8		2,63 / 0,905	4,73 / 0,345	7,05 / 0,152	13,8 / 0,075	21,3 / 0,040											
10		2,06 / 1,890	3,70 / 0,730	5,45 / 0,330	10,6 / 0,166	16,2 / 0,091	23,6 / 0,053	33,2 / 0,032									
12			3,02 / 0,330	4,78 / 0,607	8,62 / 0,309	13,5 / 0,172	19,0 / 0,101	26,5 / 0,062	48,0 / 0,022								
16				3,23 / 1,56	6,24 / 0,810	9,45 / 0,458	13,6 / 0,272	19,0 / 0,172	33,7 / 0,064	52,6 / 0,027							
20						7,04 / 0,945	10,6 / 0,578	14,8 / 0,365	26,1 / 0,138	40,3 / 0,061	101,0 / 0,016						
25								11,5 / 0,760	20,3 / 0,290	31,2 / 0,131	77,2 / 0,036	159,0 / 0,011					
30									16,5 / 0,535	25,5 / 0,243	62,3 / 0,068	127,0 / 0,025	210,0 / 0,011				

Продолжение табл. 3

Наружный диаметр пружины $D_н$, *мм*	Диаметр проволоки, *мм*																
	0,5	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
35										21,4 / 0,406	52,3 / 0,115	106,0 / 0,043	175,0 / 0,019	215,0 / 0,009			
40											45,0 / 0,182	91,0 / 0,068	148,0 / 0,030	183,0 / 0,015	280,0 / 0,008		
45											39,5 / 0,269	79,5 / 0,102	130,0 / 0,046	183,0 / 0,020	242,0 / 0,012	352,0 / 0,007	
50												70,5 / 0,146	114,0 / 0,066	141,0 / 0,033	213,0 / 0,018	308,0 / 0,010	436,0 / 0,006
60												57,5 / 0,264	93,5 / 0,122	114,0 / 0,062	172,0 / 0,035	248,0 / 0,020	350,0 / 0,012
70													79,0 / 0,195	93,0 / 0,104	144,0 / 0,059	208,0 / 0,035	291,0 / 0,022
80														82,2 / 0,165	124,0 / 0,091	178,0 / 0,055	250,0 / 0,034
90															109,0 / 0,135	157,0 / 0,061	220,0 / 0,051
110																139,0 / **0,114**	194,0 / **0,075**

* Верхняя цифра в графе.
** **Нижняя в графе.**

где $l = \frac{\pi d_{ср}}{2z_1} + 2h_1 \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}$ — толщина зуба у основания на радиусе $r_{ср}$ при беззазорном сцеплении;

z_1 — число зубьев, найденное из условия удельного давления;

$[\sigma_и] \leqslant \frac{\sigma_т}{1{,}5}$ — допускаемое напряжение на изгиб;

$\sigma_т$ — предел текучести.

На рис. 8 показана еще одна конструкция пружинно-зубчатой муфты. Устройство муфты следующее. Ведущая

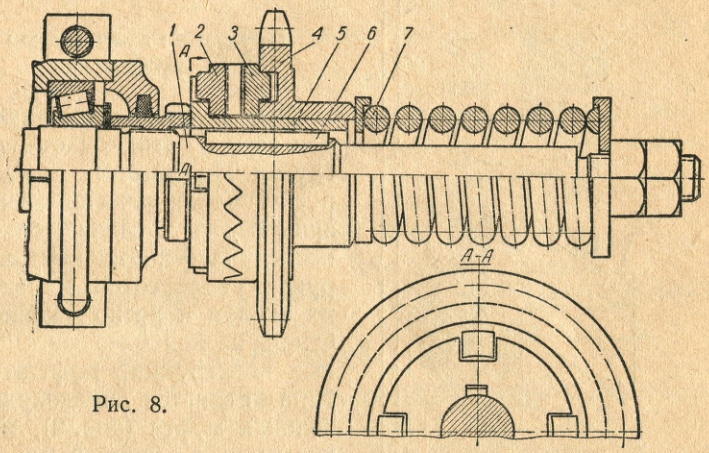


Рис. 8.

звездочка *4* свободно посажена на фланцевую втулку *5*, имеющую по окружности фланца четыре прямоугольных выреза, в которые своими выступами входит ведомая шайба *2*, имеющая на торце радиально расположенные зубья треугольного профиля. Зубья шайбы *2* входят в зацепление с зубьями ведущей шайбы *3*, которая соединена со звездочкой при помощи четырех прямоугольных выступов, входящих в соответствующие углубления на звездочке.

Шайбы *2* и *3* прижимаются друг к другу через звездочку пружиной *7*.

Крутящий момент от звездочки *4* к валу *1* передается через зубчатые шайбы *2* и *3*, фланцевую втулку *5* и шпонку *6*. При превышении расчетной величины крутящего момента осевая составляющая усилия, действующего на зубья,

сожмет пружину *7*, и шайбы *2* и *3* выйдут из зацепления, в результате чего будет прервана кинематическая цепь. При снятии перегрузки шайбы *2* и *3* снова войдут в зацепление, и кинематическая цепь будет восстановлена.

Преимущество рассматриваемой муфты перед муфтой, приведенной на рис. 7, состоит в том, что при износе зубьев нет надобности заменять всю муфту, достаточно заменить лишь шайбы.

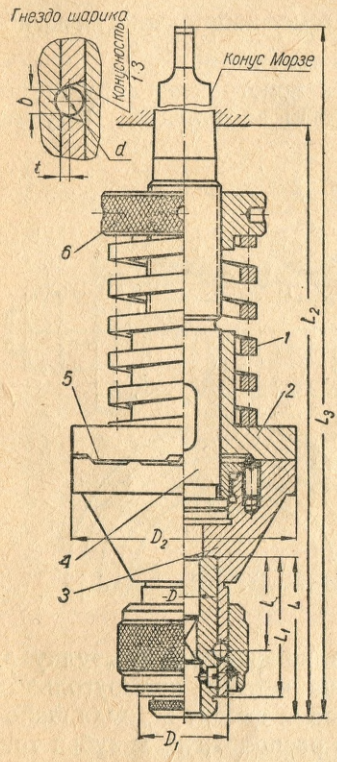


Рис. 9.

Расчет этой муфты производится так же, как и муфты, приведенной на рис. 7.

Пружинно-кулачковые муфты

Эти муфты применяются для защиты станков от перегрузки. По существу они устроены так же, как и пружинно-зубчатые и отличаются от последних формой контактирующих элементов, меньшим их числом и расположением. Одной из наиболее совершенных конструкций муфт этого типа является предохранительная муфта (рис. 9), монтируемая в патронах для закрепления метчиков.

Подвижная полумуфта *2* под воздействием пружины *1* сцепляется торцовыми кулачками *5* с неподвижной в осевом направлении полумуфтой *3*. Обычно полумуфты имеют от двух до шести кулачков. При передаче крутящего момента, превышающего расчетный, подвижная полумуфта *2*, посаженная на валу *4* на скользящей шпонке, сжимая пружину *1*, выйдет из зацепления с полумуфтой *3*, и кинематическая цепь будет прервана. Сила начального сжатия пружины *1* регулируется гайкой *6*.

Потребную начальную силу T_1 сжатия пружины из

расчета на мгновенную перегрузку, когда в муфте действуют силы трения, определяют по формуле

$$T_1 = \frac{M_н \kappa}{r_{ср}} \left[\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{2r_{ср}}{d_в} f_1 \right],$$

где $M_н$ — номинальный крутящий момент, *кГсм*;

κ — коэффициент запаса сцепления (табл. 2);

$r_{ср}$ — средний радиус кулачков, *см*;

$d_в$ — диаметр вала, по которому перемещается подвижная муфта, *см*;

$\alpha = 45°$ — угол скоса кулачка;

$\varphi = \operatorname{arctg} f$ — угол трения на кулачках;

$f = 0{,}12 \div 0{,}15$ — коэффициент трения на кулачках;

$f_1 = 0{,}1 \div 0{,}12$ — коэффициент трения между втулкой и валом.

Потребная начальная сила T_2 сжатия пружины из расчета на длительную перегрузку при условии отсутствия трения в муфте (вследствие толчков и вибраций) определяется по формуле

$$T_2 = \frac{M_н \kappa}{r_{ср}} \operatorname{tg} \alpha.$$

Расчетная сила T_3 сжатия пружины в момент полного выключения муфты

$$T_3 = T_2(1 + \psi),$$

где $\psi = 0{,}15 \div 0{,}2$ — относительное приращение силы сжатия пружины.

В табл. 4 приведены основные размеры пружинно-кулачковых муфт.

На рис. 10 показана предохранительная пружинно-кулачковая муфта. Она устроена следующим образом. На валу *1* на шпонке или шлицах неподвижно посажена полумуфта *2*, имеющая на торце кулачки (см. развертку). На вал *7* на скользящих шпонках или шлицах свободно посажена полумуфта *5*, также имеющая на торце кулачки, входящие в зацепление с кулачками полумуфты *2*. Полумуфта *5* прижимается к полумуфте 2 пружиной *6*, помещенной в стяжную втулку *8*, закрепленную на полумуфте *2* винтом *4*, застопоренным кольцом *3*. Для предотвращения осевого перемещения полумуфты *2* по валу *1* служит винт *10*. Против самоотвинчивания винта *10* предусмотрено стопорное кольцо *9*. Когда передаваемый крутящий момент превзойдет заданный

Таблица 4

Основные размеры предохранительных пружинно-кулачковых муфт (рис. 9), *мм*

№ конуса Морзе хвостовика	Диаметр резьбы метчика	D	D_1	D_2	L	L_1	L_2	L_3	b	t	d	l
3	От 8 до 18	25	34	85	60	52	200	295	6,76	2,5	7	**35**
4	» 11 » 30	35	45	110	70	60	250	370	7,77	3,0	8	**40**
5	» 18 » 42	45	60	150	80	70	325	475	10,49	3,5	11	**45**

Примечания: 1. Посадка втулки в корпусе (по размеру D) по $\frac{A}{X}$ (ОСТ 1012). Посадка кольца на корпусе (по размеру D_1) по $\frac{A_3}{C_3}$ (ОСТ 1013).

2. У патронов с конусом Морзе № 5 хвостовик рекомендуется выполнять с пазом под затяжной клин.

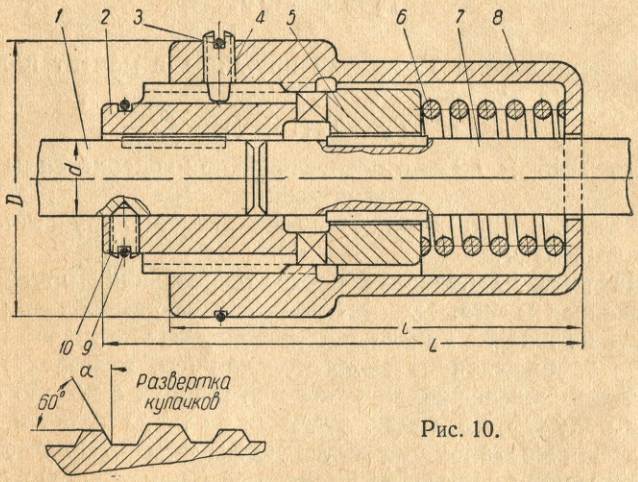


Рис. 10.

максимальный момент, составляющая сила на кулачках, преодолев усилие пружины, выведет кулачки из зацепления, и кинематическая цепь прервется. Определение необходимого усилия пружины, расчет пружины и кулачков про-

изводятся так же, как и для муфты, показанной на рис. 7. В табл. 5 приведены основные размеры пружинно-кулачковых муфт.

Таблица 5

Основные размеры предохранительных пружинно-кулачковых муфт (рис. 10), *мм*

Номинальный крутящий момент, *кГсм*	Максимальный крутящий момент (при включении), *кГсм*	*D*	*L*	*l*	*d*
195	234	65	120	102	20
285	350	68	145	128	25
440	530	85	165	146	30

Пружинно-кулачковые и пружинно-зубчатые предохранительные муфты устанавливают обычно на тихоходных валах. Работают они хорошо лишь при условии тщательного изготовления кулачков и надежного контакта рабочих поверхностей профилей кулачков при всех положениях полумуфт. Условия работы полумуфт улучшаются, если они имеют возможность самоустанавливаться. С этой целью ступицу подвижной полумуфты делают короткой и монтируют на валу по широкоходовой посадке. Для повышения чувствительности муфт к перегрузке и надежности их работы рекомендуется проводить предварительную приработку поверхностей кулачков под нагрузкой, превышающей заданную на 20—30%. Радиус закругления кромок кулачков должен быть равен

$$r_1 = \frac{0{,}0195NE}{b\sigma_т},$$

где $N = \frac{P}{\cos\alpha}$ — нормальное давление на кулачок, *кГ*;

$P = \frac{M_{max}}{zr_{ср}m}$ — окружное усилие, отнесенное к среднему радиусу $r_{ср}$ кулачка, *кГ*;

z — число кулачков;

$m = 0{,}5 \div 0{,}7$ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между кулачками;

$E = 2{,}1 \cdot 10^6$ *кГ/см²* — модуль упругости материала кулачков;

$\sigma_т$ — предел текучести материала кулачков, *кГ/см²*;

b — ширина кулачка в радиальном направлении, *см*.

Недостатком пружинно-зубчатых и пружинно-кулачковых муфт является то, что при неравномерной работе с ударами для смягчения динамических нагрузок необходимо в приводе устанавливать упругую муфту.

Пружинно-шариковые муфты

Эти муфты являются разновидностью пружинно-кулачковых муфт. Конструктивно их выполняют с осевым и радиальным перемещением шариков, происходящим при срабатывании муфты. Недостатком пружинно-шариковых муфт является то, что значительные контактные напряжения, возникающие при срабатывании, приводят к быстрому разрушению шариков. Пружинно-шариковые муфты применяются для передачи сравнительно небольших крутящих моментов при малых числах оборотов и малых инерционных массах.

На рис. 11 приведена предохранительная пружинно-шариковая муфта осевого действия. На вал *1* свободно посажена на шлицах полумуфта *8*, которая может перемещаться вдоль оси вала. В полумуфте *8* по окружности радиуса $R = \frac{D}{2}$ сделаны гнезда, в которых размещены стальные шарики *7*. Для предотвращения выпадения шариков гнезда расчеканивают. На том же валу свободно посажена втулка *2* с запрессованной в нее бронзовой втулкой *4*. На втулке *2* неподвижно закреплены на шпонке *13* звездочка *3* и полумуфта *5*. В гнездах полумуфты *5*, расположенных на том же радиусе R, размещены шарики. Обе полумуфты закрыты кожухом *9*, образующим полость муфты, в которую заливается масло. Для предотвращения утечки масла предусмотрено уплотнительное кольцо *6*. Полумуфта *8* прижимается к полумуфте *5* пружиной *10*, сила нажатия которой регулируется гайкой *11*. Когда передаваемый крутящий момент превзойдет расчетный, осевая составляющая T силы S (сечение *Б—Б*), преодолевая силу пружины,

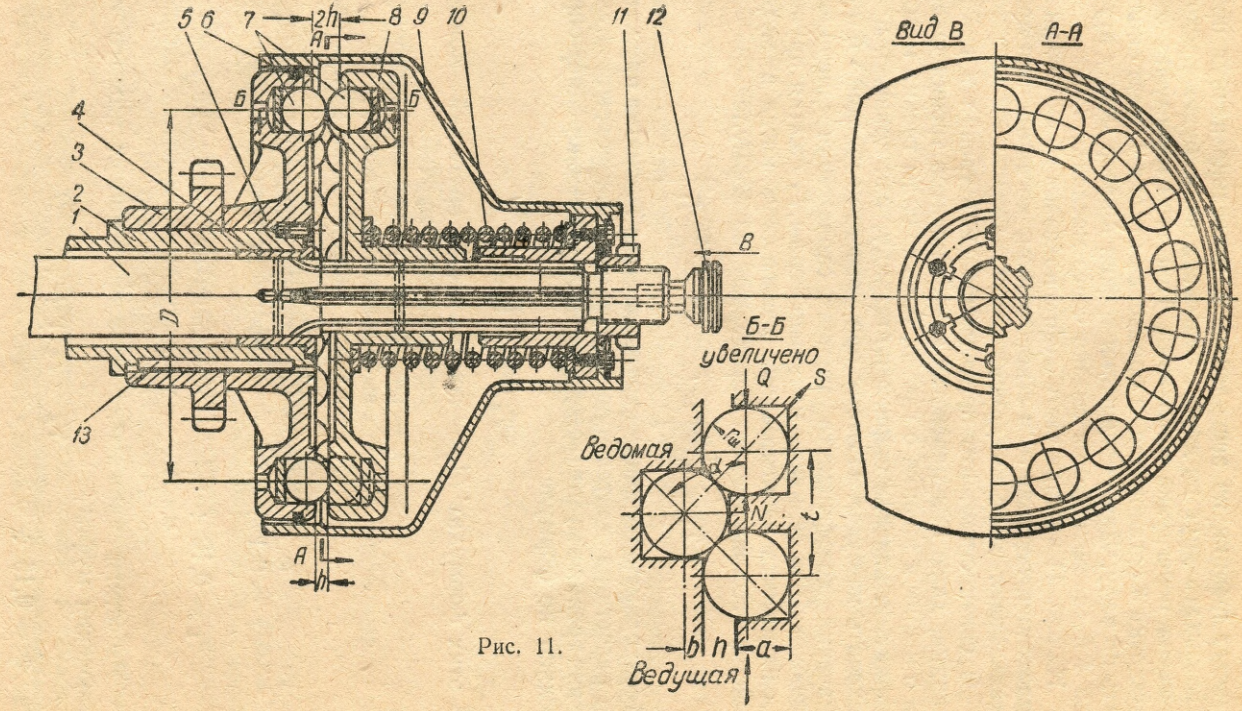

5 6 7 2h 8 9 10 11 12
А
Б
Б
4
3
2
1
D
13
А
h
В
Вид В
А-А
Б-Б
увеличено
Q
S
Ведомая
Ведущая
N
t
b
h
a

Рис. 11.

выведет шарики из зацепления, и последние начнут проскальзывать друг по другу, благодаря чему будет предотвращена перегрузка механизма. При этом полумуфта *5* и звездочка *3* остановятся, а бронзовая втулка *4* будет скользить по валу. Для уменьшения трения в зазор между втулкой *4* и валом подается смазка через масленку *12*.

На рис. 11 нижняя часть муфты показана во включенном положении, верхняя — в выключенном, когда шарики проскальзывают друг по другу.

В связи с тем, что приведенная сила трения в гнезде шарика, даже при равенстве коэффициентов трения шарика о шарик и шарика о гнездо, больше силы трения между шариками, качения шарика по шарику, как правило, происходить не будет. Поэтому при расчете необходимо брать значения коэффициента трения скольжения шариков. Необходимую величину начальной силы T_1 сжатия пружины из расчета на мгновенную перегрузку, когда в муфте действуют силы трения, определяют по формуле

$$T_1 = \frac{M_н \kappa}{R}\left[\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{2R}{D_{ср}} f_1\right].$$

Необходимую величину начальной силы T_2 сжатия пружины из расчета на длительную перегрузку при условии отсутствия трения в муфте (вследствие толчков и вибраций) определяют по формуле

$$T_2 = \frac{M_н \kappa}{R} \operatorname{tg} \alpha.$$

В этих формулах $M_н$ — номинальный крутящий момент, передаваемый муфтой;

κ — коэффициент запаса сцепления, выбираемый по табл. *2*;

R — радиус расположения центров шариков;

$\varphi = \operatorname{arctg} f$ — угол трения между шариками;

$f = 0{,}1 \div 0{,}07$ — коэффициент трения между шариками;

$f_1 = 0{,}12 \div 0{,}15$ — коэффициент трения на шлицах;

$\alpha = 45°$ — угол начального контакта шариков;

$D_{ср}$ — средний диаметр шлицов.

Расчетная сила сжатия пружины в момент полного выключения муфты

$$T_3 = T_2(1 + \psi),$$

где $\psi = 0{,}15 \div 0{,}2$.

Расчетное уравнение для определения предельного крутящего момента, передаваемого муфтой, с учетом сил трения имеет вид

$$M_{max} = M_{н}к = \frac{TR}{\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{2R}{D_{ср}} f_1}.$$

Из приведенного уравнения следует, что на величину предельного момента, передаваемого муфтой, кроме величин α, φ и f_1, существенное влияние оказывает отношение $\frac{2R}{D_{ср}}$. При $\frac{2R}{D_{ср}} \geqslant \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)$ муфта будет передавать неограниченный по величине крутящий момент, т. е. она перестанет быть предохранительной. Во избежание этого необходимо, чтобы отношение $\frac{2R}{D_{ср}}$ было меньше единицы. В конструкции, приведенной на рис. 12, это достигается вынесением шлицов на наружную поверхность полумуфты. Кроме того, величина $\frac{2R}{D_{ср}}$ оказывает существенное влияние и на показатель устойчивости работы муфты *. Так, например, при $\alpha = 50°$, $\varphi = 6°$ и увеличении коэффициента трения в шлицах с 0,1 до 0,2 отношения крутящих моментов, при которых срабатывает муфта, составляют:

$$\frac{M_{max}}{M_{min}} = 1{,}19 \quad \text{при} \quad \frac{2R}{D_{ср}} = 1{,}5;$$

$$\frac{M_{max}}{M_{min}} = 2{,}3 \quad \text{при} \quad \frac{2R}{D_{ср}} = 3{,}5.$$

При $\frac{2R}{D_{ср}} > 1{,}5$ существенно снижается устойчивость работы муфты.

На устойчивость работы муфты влияет также другой конструктивный параметр — угол α. Так, при возрастании этого угла с 35 до 50° устойчивость работы муфты повышается, но при этом снижается передаваемый ею крутящий момент.

При расчете пружинно-шариковых муфт необходимо правильно выбрать первоначальную деформацию пружины.

---

* Показателем устойчивости работы муфты называется отношение максимального крутящего момента к минимальному при наибольшем и наименьшем значении коэффициента трения.

Для обеспечения срабатывания муфты в начале перемещения подвижной полумуфты необходимо, чтобы

$$\frac{T}{C_р} = 0{,}78r_ш,$$

где T — усилие сжатия пружины в момент начала проскальзывания полумуфт, *кГ*;

$C_р$ — жесткость пружины, *кГ/см*;

$r_ш$ — радиус шарика, *см*.

Величины $r_ш$, a, b, h, t и α (рис. 11, сечение *Б—Б*) связаны зависимостями:

$$a = 2r_ш \sin\alpha;$$

$$b = r_ш (2\sin\alpha - 1);$$

$$h = 2r_ш (1 - \sin\alpha);$$

$$t \geqslant 4r_ш \cos\alpha.$$

Учитывая, что $t = 2R\,\frac{\sin 180°}{z}$, получим

$$2R \sin\alpha \geqslant 4r_ш \cos\alpha,$$

где R — радиус окружности расположения центров шариков;

z — число шариков.

На рис. 12 показана предохранительная пружинно-шариковая муфта осевого действия в момент проскальзывания шариков относительно друг друга.

Муфта состоит из ведущей полумуфты *2*, посаженной свободно на вал *1* и являющейся одновременно зубчатым колесом, ведомой полумуфты *4*, также посаженной свободно на тот же вал, но шлицами связанной с барабаном *7*. Полумуфта *4* может перемещаться по шлицам в осевом направлении. В гнезда ведущей и ведомой полумуфт на радиусе R вставлено одинаковое число шариков *3*. В наиболее часто применяющихся конструкциях число шариков составляет 4—8 шт.

Для предотвращения выпадения шариков кромки гнезд расчеканены. Ведомая полумуфта прижимается к ведущей пружиной *6*. Сила нажатия пружины регулируется гайкой *5*.

Крутящий момент передается от зубчатого колеса через ведущую полумуфту, шарики, ведомую полумуфту, шлицы, барабан *7* и шпонку *8* на вал.

Когда величина передаваемого крутящего момента превысит предельную, сила T (см. рис. 11, сечение *Б—Б*), преодолевая усилие пружины, переместит ведомую полумуфту *4* в осевом направлении, и шарики начнут проскальзывать.

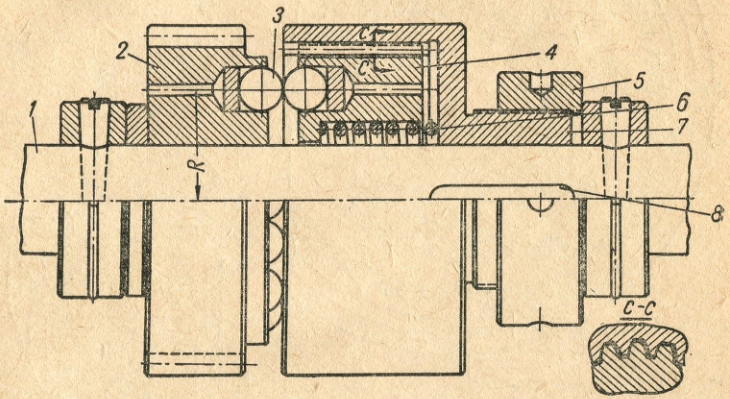


Рис. 12.

На рис. 13, *а* показана пружинно-шариковая зубчатая предохранительная муфта. К зубчатой втулке *5*, сидящей на оси-фланце *16* на шарикоподшипнике *2* и втулке *19*, болтами *1* прикреплен фланец *3*, имеющий внутри зубцы, сцепляющиеся со шлицевым ведущим валом. Зубья зубчатой втулки *5* входят в зацепление с зубьями подвижного в осевом направлении диска *11*, на плоской поверхности которого на равных расстояниях по окружности расположены гнезда, в которых размещены шарики *12*, заключенные в сепаратор *13*. Диск *15* прикреплен к оси-фланцу *16* заклепками *18*. Подвижный зубчатый диск *11* и упорный шарикоподшипник *10* прижимаются к диску *15* пружиной *9*. Усилие пружины регулируется болтами *4*, упирающимися в кольцо *8*. К фланцу *16* болтами *14* прикреплен кожух *7* муфты с уплотнением *6*. В полость муфты заливается гипоидная смазка. При перегрузках, когда величина крутящего момента достигнет предельного значения, осевая составляющая T нормального давления шариков на подвижный диск (рис. 13,*б*), преодолев усилие пружины и силу трения, возникающую на зубьях, выведет последние из за-

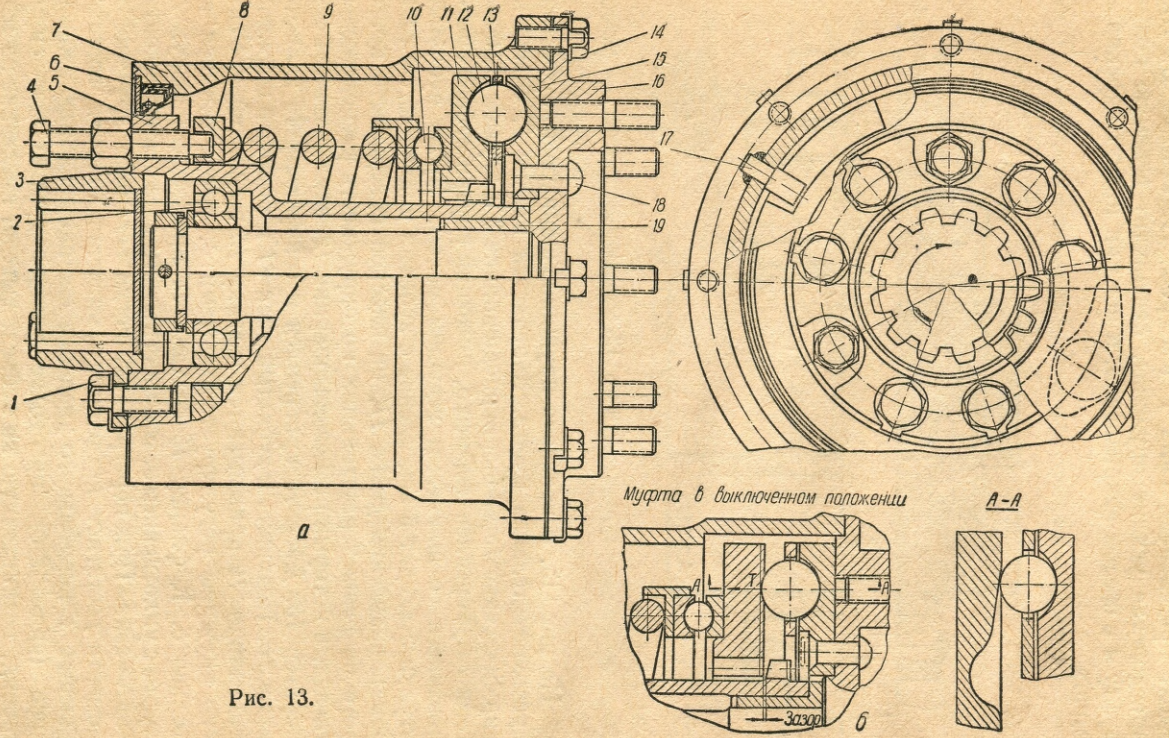

7
6
5
4
3
2
1
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
а
Муфта в выключенном положении
Зазор
б
А–А

Рис. 13.

цепления, и кинематическая цепь прервется. При этом втулка *5* будет свободно вращаться, не передавая крутящего момента.

Упор *17* ограничивает проворот диска *11* при выключенном состоянии муфты.

Существенным недостатком рассматриваемой муфты является то, что ее работоспособность не восстанавливается автоматически после снятия перегрузки. Для восстановления работоспособности муфты после ее срабатывания необходимо снять перегрузку и, проворачивая ее в обратном направлении, ввести зубья в зацепление.

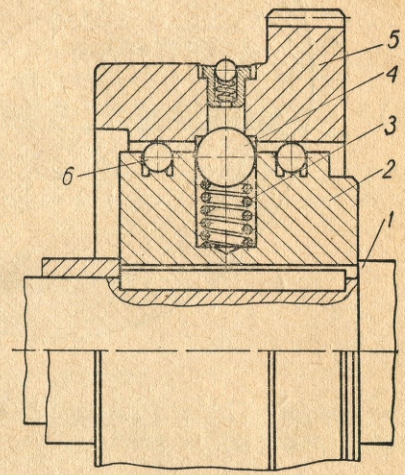


Рис. 14.

На рис. 14 изображена пружинно-шариковая предохранительная муфта, у которой шарики при срабатывании перемещаются в радиальном направлении. Внутренний барабан *2* муфты посажен неподвижно на шпонке на вал *1*. По наружной поверхности барабана на равных расстояниях расположены гнезда, в которые вставлены пружины *3*, прижимающие рабочие шарики *4* к наружному барабану *5*, являющемуся в рассматриваемом случае зубчатым колесом. На поверхности внутреннего барабана *2* проточены две канавки, в которых размещены шарики *6*, являющиеся опорой для наружного барабана. При достижении предельной величины крутящего момента радиальная составляющая, действующая на шарики, сожмет пружину и выведет шарик *4* из зацепления с наружным барабаном *5*; кинематическая цепь прервется.

Наружный барабан *5* будет при этом проворачиваться на шариках *6* до тех пор, пока не исчезнет перегрузка. Необходимая величина силы T_2 сжатия пружины из расчета на длительную перегрузку определяется в предположении, что

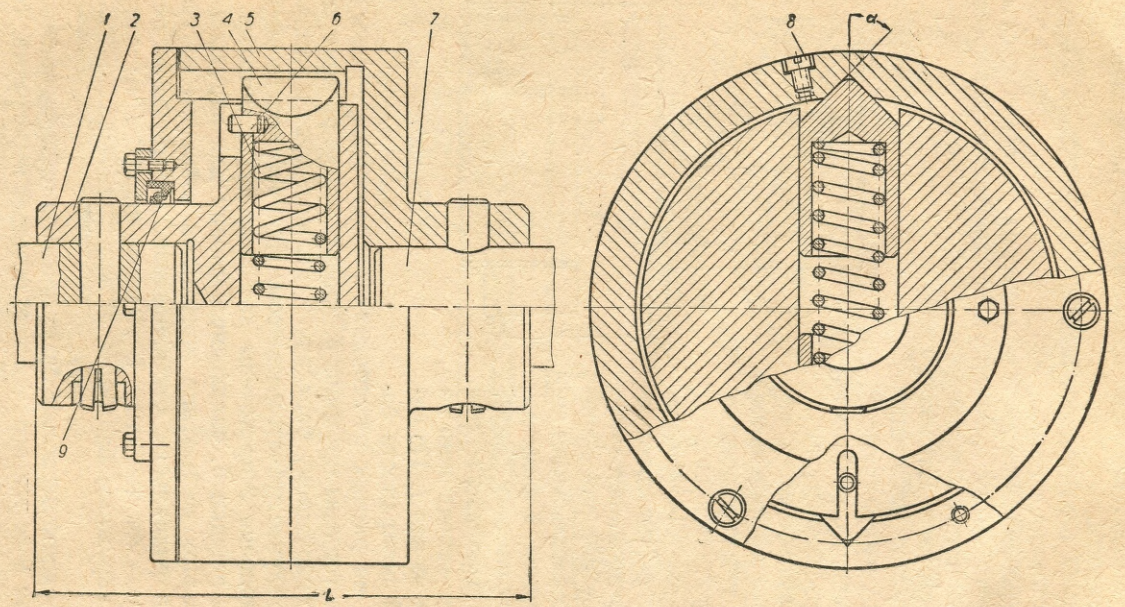


Рис. 15.

силы трения отсутствуют (наличие толчков и вибраций), из уравнения

$$T_2 = \frac{M_н \kappa}{iR} \operatorname{tg} \alpha,$$

где $M_н$ — номинальный крутящий момент, передаваемый муфтой;

κ — коэффициент запаса сцепления (табл. 2);

$R = (1{,}5 \div 2) d_в$ — радиус внутреннего барабана;

$d_в$ — диаметр вала;

i — число рабочих шариков (принимается конструктивно);

$\alpha = 45°$ — угол контакта шарика с корпусом муфты.

Необходимая величина силы сжатия пружины из расчета на мгновенную перегрузку с учетом сил трения определяется из уравнения

$$T_1 = \frac{M_н \kappa}{iR} \operatorname{tg} (\alpha - \varphi),$$

где $\varphi = \operatorname{arctg} f$ — угол трения.

Муфты со стопорами

На рис. 15 показана муфта с радиально расположенными стопорами. Устройство муфты следующее: на валу *1* при помощи конического разводного штифта закреплена полумуфта *2*, имеющая сквозное отверстие. В него вставлена пружина *3* и два стопорных штифта *4*, имеющих вершину, заостренную под углом 2α и входящую в клинчатые пазы полумуфты *5*, посаженной на вал *7*. Для предотвращения проворачивания стопорных штифтов служат цилиндрические штифты *6*. В полость муфты через отверстие, закрываемое винтом *8*, заливается масло для смазки трущихся поверхностей. Муфта снабжена уплотнением *9*.

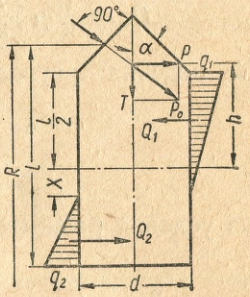


Рис. 16.

Когда величина передаваемого крутящего момента превзойдет расчетную, стопор под действием радиальной составляющей T (рис. 16) сожмет пружину и выйдет из зацепления с полумуфтой *5*. Величину силы нажатия пружины

на стопор, необходимую для обеспечения передачи номинального крутящего момента при наличии в муфте сил трения, определяют по формуле

$$T = \frac{M_н \kappa}{2R} \operatorname{tg}(\alpha - \varphi'),$$

где $M_н$ — номинальный крутящий момент, передаваемый муфтой;

$\kappa = 1{,}2 \div 1{,}3$ — коэффициент запаса сцепления;

R — расстояние от центра вала до точки приложения нормального давления стопора;

$\alpha = 30 \div 45°$ — половина угла заострения стопора;

$\varphi' = \operatorname{arctg} f'$ — приведенный угол трения;

f' — приведенный коэффициент трения, определяемый из уравнения

$$\frac{P}{2} f' = (Q_1 + Q_2) \frac{4}{\pi} f,$$

в котором P — окружное усилие;

Q_1 и Q_2 — проекции реакций направляющих на стопор;

f — коэффициент трения стопора по направляющей.

Считая, что давления между направляющими и стопором распределяются по закону треугольника (рис. 16), получим

$$Q_1 = \frac{1}{2} q_1 \left(\frac{l}{2} + x\right); \qquad Q_2 = \frac{1}{2} q_2 \left(\frac{l}{2} - x\right).$$

Из подобия треугольников давления

$$\frac{q_1}{q_2} = \frac{\frac{l}{2} + x}{\frac{l}{2} - x};$$

из условия равновесия стопора

$$Q_1 - Q_2 = P;$$

$$\frac{2}{3} Q_2 \left(\frac{l}{2} - x\right) + \frac{2}{3} Q_1 \left(\frac{l}{2} + x\right) - P(h + x) = 0$$

или

$$q_1 \left(\frac{l}{2} + x\right) - q_2 \left(\frac{l}{2} - x\right) = 2P;$$

$$\frac{1}{3} q_1 \left(\frac{l}{2} - x\right)^2 + \frac{1}{3} q_1 \left(\frac{l}{2} + x\right)^2 = P(h + x).$$

Решая совместно полученные уравнения, получим:

$$q_1 = \frac{P(6h + l)}{l^2}; \quad q_2 = \frac{P(6h - l)}{l^2}; \quad x = \frac{l^2}{12h}.$$

В начале выключения, принимая, что окружная сила приложена к середине скоса стопора и $\alpha = 45°$, что является обычным для подавляющего большинства конструкций, имеем $h \approx \frac{l}{2}$. Тогда

$$q_1 = \frac{4P}{l}; \quad q_2 = \frac{2P}{l}; \quad x = \frac{l}{6}$$

и соответственно

$$Q_1 = \frac{4}{3}P; \quad Q_2 = \frac{1}{3}P.$$

При этом $f' = 2{,}1f$.

В конце выключения, когда окружная сила приложена к вершине штифта, при $\alpha = 45°$ $h = \frac{l + d}{2}$. Тогда

$$q_1 = \frac{P}{l}\left(4 + 3\frac{d}{l}\right); \quad q_2 = \frac{P}{l}\left(2 + 3\frac{d}{l}\right); \quad x = \frac{l}{6\left(1 + \frac{d}{l}\right)}$$

и соответственно

$$Q_1 = \frac{P\left(4 + 3\frac{d}{l}\right)^2}{12\left(1 + \frac{d}{l}\right)}; \qquad Q_2 = \frac{P\left(2 + 3\frac{d}{l}\right)^2}{12\left(1 + \frac{d}{l}\right)}.$$

При этом

$$f' = \frac{2\left[10 + 18\frac{d}{l} + 9\left(\frac{d}{l}\right)^2\right]}{3\left(1 + \frac{d}{l}\right)\pi}.$$

При значениях $\frac{d}{l}$ в пределах от 0,3 до 0,8 среднее расчетное значение для обоих случаев принимаем $f' = 2{,}5f$. Необходимая величина силы T_2 предварительного сжатия пружины при отсутствии сил трения в муфте (наличие толчков и вибраций) определяется по формуле

$$T_2 = \frac{M_{\text{н}}^{\kappa}}{2R} \operatorname{tg} \alpha.$$

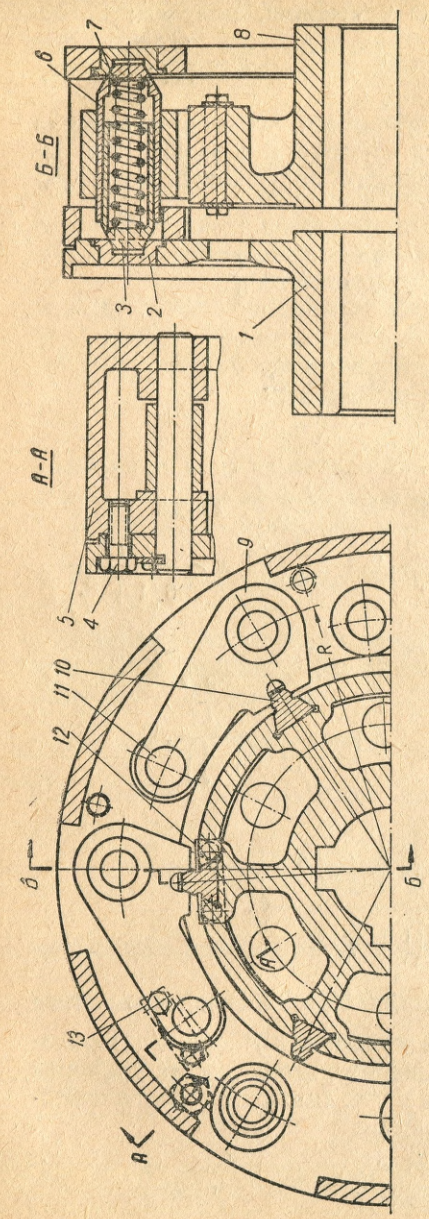


Рис. 17.

Расчет пружины производится по приведенным ранее формулам.

Муфты такого типа обычно используются для передачи небольших крутящих моментов.

На рис. 17 показана конструкция муфты с коническими опорами, расположенными параллельно оси вала. Муфта состоит из ведущей *1* и ведомой *8* полумуфт, сидящих на валах на шпонках. К ведущей полумуфте *1* болтами *4* прикреплен корпус *5* шести стопоров (см. сечение *А—А*). Стопоры *3* и *6* выполнены в виде телескопических стаканов. Пружина *7* удерживает конические поверхности стопоров в гнездах *2* ведущей полумуфты *1*. Стопор *6* вставлен в отверстие рычага *9*, закрепленного в ведущей полумуфте на оси *11* оседержателем *13*. В пазы рычагов *9* входят призматические зубья *10*, закрепленные на ведомой полумуфте с помощью «ласточкиного хвоста» и планок *12*.

Когда величина крутящего момента достигнет предельного значения, рычаг *9* под действием вертикальной составляющей *Q* (рис. 18)

повернется вокруг оси *11*. При этом рычаг *9* сойдет с зуба *10*, одновременно стопоры *3* и *6* выйдут из гнезд *2*, и кинематическая цепь привода прервется. Такое положение рычагов исключает возможность западания стопоров после срабатывания в гнезда фиксаторов, т. е. предотвращает удары. После устранения причин перегрузки стопоры возвращают в исходное положение вручную

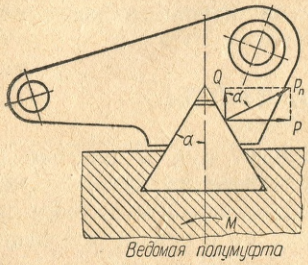


Рис. 18.

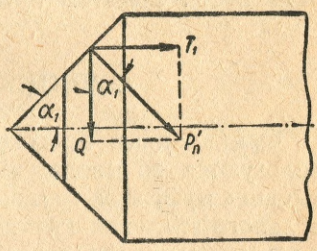


Рис. 19.

(через окна корпуса). Величину вертикальной составляющей нормального давления Q (рис. 18), сбрасывающей рычаг *9* с призматического зуба, можно определить по формуле

$$Q = \frac{M_{н}\kappa}{Rz} \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) = P\frac{\kappa}{z}\operatorname{tg}(\alpha - \varphi),$$

где P — наибольшее окружное усилие на зубе;
$\alpha = 30 \div 40°$ — половина угла заострения зуба;
z — количество зубьев;
R — расстояние от оси вала до точки приложения силы на призматическом зубе;
$\varphi = \operatorname{arctg} f$ — угол трения;
$f = 0{,}12 \div 0{,}15$ — коэффициент трения зуба по рычагу;
κ — коэффициент запаса (табл. 2).

Усилие T_1, сжимающее пружину стопоров (рис. 19), без учета сил трения в направляющих стопора определяется из уравнения

$$T_1 = Q \operatorname{tg}(\alpha_1 - \varphi_1),$$

где $\alpha_1 = 30 \div 40°$ — половина угла конуса стопора;
$\varphi_1 = \operatorname{arctg} f_1$ — угол трения;
$f_1 = 0{,}12 \div 0{,}15$ — коэффициент трения на конусе стопора.

При $\varphi = \varphi_1$ и $\alpha = \alpha_1$ расчетная формула для определения усилия, сжимающего пружину, примет вид

$$T_1 = \frac{\kappa}{z} P \operatorname{tg}^2(\alpha - \varphi).$$

Если учесть трение в направляющих штифта, то приведенный коэффициент трения f_1' следует брать равным 2,5 f.

Пружину рассчитывают по приведенным ранее формулам; зубья рычагов проверяют на удельное давление.

ФРИКЦИОННЫЕ МУФТЫ

Фрикционные предохранительные муфты широко используются во многих областях машиностроения. Срабатывание муфт этой группы происходит при достижении предельного значения крутящего момента в результате взаимного смещения предварительно прижатых друг к другу фрикционных поверхностей. Предохранительные фрикционные муфты отличаются от обычных сцепных (управляемых) фрикционных тем, что они являются постоянно замкнутыми и не могут быть во время работы включены или выключены, а также тем, что их специально встраивают в привод для предохранения последнего от перегрузок и поломок.

Одним из наиболее важных факторов при оценке качества работы предохранительных муфт и правильности выбора их параметров является отклонение величины крутящего момента в период срабатывания от расчетной вследствие изменения коэффициента статического трения. Отношение между минимальным и максимальным значениями моментов, которые могут передаваться муфтой при наибольшем и наименьшем значениях коэффициента статического трения, принято называть коэффициентом однородности работы муфты κ'.

Во фрикционных предохранительных муфтах предельный момент трения прямо пропорционален коэффициенту трения, зависящему от скорости скольжения, удельного давления, времени контакта, температуры, чистоты трущихся поверхностей и ряда других факторов, учесть которые при проектировании муфт не представляется возможным. Поэтому точность срабатывания муфт этого типа очень низка, не говоря уже о том, что износ поверхностей трения,

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

Введение 3
Общие сведения 5
Срезные муфты 6
Пружинные муфты 14
Пружинно-зубчатые муфты 15
Пружинно-кулачковые муфты 22
Пружинно-шариковые муфты 26
Муфты со стопорами 35
Фрикционные муфты 40
Дисковые муфты 42
Конусные муфты 64
Колодочные муфты 70
Центробежные муфты 73
Плунжерные муфты 98
Электромагнитная порошковая муфта 103
Турбомуфты 109
Литература 118