



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Информационное обеспечение автоматизированных
технологических комплексов»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

по дисциплине

«Предохранительные устройства технологического оборудования»

Автор
Шишкарёв М.П.

Ростов-на-Дону, 2014



Аннотация

Рассматриваются устройство и принцип действия предохранительных муфт с профильным замыканием. Приведены математические модели муфт, методика по оптимизации их характеристик, порядок выполнения практической работы и варианты заданий.

Для студентов 2 курса очной формы с нормативным сроком обучения по направлению 15.04.05 – «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств».

Автор

д.т.н., доцент, профессор, зав. кафедрой

«Адаптивные системы автоматического управления механического типа» Шишкарев М.П.





Оглавление

Расчет и выбор предохранительных пружинно-шариковых муфт	5
Введение	5
1. Цель и задачи работы.....	5
2. Устройство и принцип действия предохранительных пружинно-шариковых муфт.....	5
3. Уточненный расчет предохранительных пружинно-шариковых муфт	6
Выводы.....	18
4. Порядок выполнения работы	19
Контрольные вопросы к лабораторно-практической работе на тему «Расчет и выбор предохранительных пружинно-шариковых муфт»	20
Литература.....	21
Приложение 1	22
Приложение 2.....	23
Расчет и выбор предохранительных пружинно-кулачковых муфт	24
Введение	24
1. Цель и задачи работы.....	24
2. Устройство и принцип действия предохранительных пружинно-кулачковых муфт	24
3. Уточненный расчет предохранительных пружинно-кулачковых муфт	25
Выводы.....	33
4. Порядок выполнения работы	33
Контрольные вопросы к лабораторно-практической работе на тему «Расчет и выбор предохранительных пружинно-кулачковых муфт»	34
Литература.....	35
Приложение 1	36
Приложение 2.....	36



ИССЛЕДОВАНИЕ АДАПТИВНЫХ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ37

Введение37

1. Цель и задачи работы.....37

2. Устройство и принцип действия адаптивных предохранительных фрикционных муфт37

3. Порядок выполнения работы44

Контрольные вопросы к лабораторно-практической работе на тему «Исследование адаптивных предохранительных фрикционных муфт»45

Литература.....47

Приложение.....48

Анализ динамического режима нагружения привода технологического оборудования с адаптивной фрикционной муфтой50

Введение50

1. Цель и задачи работы.....50

2. Устройство и принцип действия адаптивных предохранительных фрикционных муфт50

3. Основы теории динамического анализа АФМ55

4. Порядок выполнения работы58

Контрольные вопросы к лабораторно-практической работе на тему «Анализ динамического режима нагружения привода технологического оборудования с адаптивной фрикционной муфтой»60

Литература.....61



РАСЧЕТ И ВЫБОР ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ ПРУЖИННО-ШАРИКОВЫХ МУФТ

Введение

Предохранительные муфты играют важную роль в современном машиностроении. Правильно рассчитанная и выбранная предохранительная муфта обеспечивает надежную защиту узлов и деталей приводов технологического оборудования от поломок, увеличивает ресурс его работы и оптимизирует массогабаритные параметры приводов. Кроме того, пружинно-шариковые предохранительные муфты (ПШМ) при перегрузке издают характерный звук, сигнализирующий о необходимости своевременной остановки машины.

1. Цель и задачи работы

Целью практической работы является углубление знаний в области предохранительных муфт и приобретение навыков их анализа.

Задачи работы:

- ознакомление с принципом действия и устройством ПШМ;
- исследование влияния параметров ПШМ на стабильность вращающего момента.

2. Устройство и принцип действия предохранительных пружинно-шариковых муфт

ПШМ состоит из двух полумуфт 1 и 2, имеющих на обращенных одна к другой торцевых поверхностях шарики 3, размещенные в гнездах (рис. 1). Шарики одной полумуфты входят в зацепление с шариками другой полумуфты и опираются на торцевые поверхности полумуфт, что полумуфта 2 установлена на валу 4 подвижно в осевом направлении и поджата к другой пружинной 5 (группой пружин).

В окружном направлении подвижная полумуфта 2 связана с валом 4 при помощи направляющей шпонки 6 либо шлицевого соединения.

При отсутствии перегрузки в приводе машины осевая сила между шариками полумуфт 1 и 2 уравновешивается силами пружины 5, трения между шариками и трения между полумуфтой 2 и ва-



лом 4.

При наступлении перегрузки указанное осевое равновесие полумуфты 2 нарушается вследствие увеличения осевой силы между шариками, в результате чего полумуфта перемещается вправо (по рис. 1) и шарики полумуфт выходят из зацепления друг с другом, разъединяя ведущую и ведомую части привода.

3. Уточненный расчет предохранительных пружинно-шариковых муфт

В научно-технической и справочной литературе [1-3] отмечается особенность широко применяемых на практике предохранительных пружинно-шариковых муфт (ПШМ), которая заключается в более высокой, по сравнению с предохранительными пружинно-кулачковыми муфтами, точности срабатывания. Сказанное относится к конструктивным вариантам ПШМ, в которых передача вращающего момента между полумуфтами осуществляется за счет контакта шариков одной полумуфты со сферическими гнездами другой полумуфты.

В указанных литературных источниках отмечается, что более высокая точность срабатывания ПШМ достигается за счет того, что в процессе срабатывания муфты происходит уменьшение угла давления и силы, определяющей величину вращающего момента. Вследствие этого для полного выключения муфты не требуется дополнительного увеличения внешней (по отношению к муфте) нагрузки.

Как показывает анализ схемы зацепления шариков, упомянутое изменение угла давления в процессе срабатывания муфты подчиняется нелинейной зависимости. Поскольку при срабатывании происходит одновременно увеличение силы натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин), необходимо реализовать такую зависимость угла давления от осевого перемещения подвижной полумуфты, которая позволила бы обеспечивать дополнительную деформацию замыкающей пружины (группы замыкающих пружин) без увеличения внешней (по отношению к муфте) нагрузки.



Рассмотрим схему, изображенную на рис. 1. На схеме показано положение подвижной 1 и неподвижной 2 полумуфт ПШМ и шариков 3 и 4, размещенных в соответствующих гнездах полумуфт. Указанное на схеме положение элементов ПШМ соответствует передаче номинального вращающего момента. Направление передачи нагрузки, т. е. направление вращения муфты, показано на схеме стрелкой. В рассматриваемом случае ведущей является полумуфта 2. Термины «подвижная» и «неподвижная» полумуфты, используемые в настоящей работе, в определенной степени условные и означают, что «неподвижная» полумуфта не имеет перемещения вдоль оси вращения муфты при ее срабатывании; наоборот, «подвижная» полумуфта имеет осевое перемещение при срабатывании.

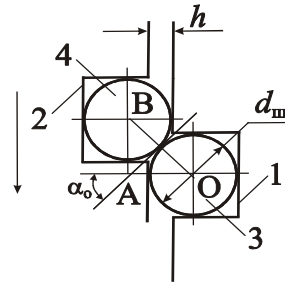


Рис. 1. Расчетная схема

Взаимное положение шариков 3 и 4 определяется начальным углом давления α_0 , при этом шарики опираются на торцовые поверхности соответствующих оппозитно расположенных полумуфт 1 и 2.

Используя принятые на схеме обозначения, найдем из треугольника AOB:

$$\sin \alpha_i = \frac{d_w - h + x_{ni}}{d_w}, \quad (1)$$

где d_w – диаметр шарика; h – расстояние между оппозитно расположенными торцовыми поверхностями полумуфт 1 и 2 при их исходном положении; x_{ni} – текущее осевое перемещение подвижной полумуфты при срабатывании ПШМ.

В указанных источниках приведена следующая формула:

$$\sin \alpha_0 = \frac{d_w - h}{d_w}. \quad (2)$$

Там же указывается [2, 3], что в процессе срабатывания ПШМ размер h уменьшается, одновременно с этим уменьшается и угол α_0 . В работе [1] при идентичной схеме зацепления шариков утверждается, что при срабатывании ПШМ размер h увеличивается, а угол α_0 уменьшается.

Формула (2) подтверждает, что угол α_0 уменьшается при увеличении размера h , следовательно, формально картина



изменения угла α_0 в процессе срабатывания ПШМ соответствует утверждению, приведенному в работе [1].

Согласно схеме, показанной на рис. 1, и схемам, приведенным в работах [1-3], при срабатывании ПШМ происходит увеличение размера h , а точка контакта шариков 3 и 4 перемещается по образующей шарика 4 в направлении против часовой стрелки (при направлении вращения полумуфт в соответствии в соответствии с указанным на рис. 1). При этом касательная, проходящая через точку контакта шариков, также поворачивается против часовой стрелки.

Очевидно, что в процессе срабатывания муфты происходит увеличение угла давления от исходной величины α_0 до значения $\pi/2$. Логически это вполне согласуется с формулой для определения величины вращающего момента, передаваемого муфтой. Упомянутая формула идентична формуле для предохранительной пружинно-кулачковой муфты, приведенной в работах [1-3] и имеющей следующий вид:

$$T_n = \frac{F_n D}{2 \left[\operatorname{tg}(\alpha_0 - \varphi) - \frac{D}{d} f \right]}, \quad (3)$$

где F_n – сила натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин), соответствующая положению шариков, показанному на рис. 1; D – диаметр окружности, на которой расположены шарики; φ – угол трения между шариками; f – коэффициент трения между подвижной полумуфтой и направляющей шпонкой, передающей вращающий момент от ступицы полумуфты на вал; d – диаметр ступицы полумуфты.

Анализ формулы (3) показывает, что с увеличением угла α_0 до значения $\pi/2$ знаменатель дроби обращается в бесконечность, а увеличение числителя дроби вследствие повышения силы натяжения F_n замыкающей пружины (группы замыкающих пружин) из-за осевого перемещения подвижной полумуфты конечное. Поэтому величина вращающего момента муфты при взаимном положении шариков 3 и 4, когда их оси располагаются на одной прямой, параллельной оси вращения муфты, равна моменту сил трения, действующих между шариками:

$$T_{n1} = \frac{F_{n1} D f_1}{2}, \quad (4)$$

где F_{n1} – сила натяжения замыкающей пружин (группы замы-



(рис. 1) при передаче муфтой номинального вращающего момента T_n , точка А – положению шариков после осевого перемещения подвижной полумуфты на расстояние, равное x_i .

Прямые $n-n$ и $m-m$ являются касательными к образующей шарика в точках О и А соответственно. Касательные $n-n$ и $m-m$ образуют с прямыми, параллельными одна другой и оси вращения муфты углы α_o и α_i соответственно.

Проведем через точку А прямую, параллельную касательной $n-n$. Из этого построения следует, что острый угол при вершине В равен разности углов $\alpha_i - \alpha_o$.

Треугольник ОАВ, образованный касательными $n-n$ и $m-m$, а также прямой, соединяющей точки О и А, является равнобедренным, следовательно, угол при вершине В треугольника равен $\pi - (\alpha_i - \alpha_o)$, а углы при вершинах О и А – $(\alpha_i - \alpha_o)/2 = \gamma$.

В прямоугольном треугольнике ОАС катет $AC = x_i$ определяет величину осевого перемещения подвижной полумуфты при переходе точки контакта шариков из положения О в положение А. В этом треугольнике угол при вершине А равен:

$$\beta = \alpha_i - \gamma = \frac{\alpha_i + \alpha_o}{2}. \quad (4)$$

Из равнобедренного треугольника, образованного радиусами шариков и прямой ОА, найдем угол при вершине А на основе следующих рассуждений. Угол между радиусом шарика, проведенным в точку А, и прямой АС равен:

$$\theta = \frac{\pi}{2} - \alpha_i. \quad (5)$$

Тогда искомый угол определится по формуле, с учетом выражений (4) и (5):

$$\varepsilon = \beta + \theta = \frac{\pi - \alpha_i + \alpha_o}{2}. \quad (6)$$

Сторона ОА треугольника равна:

$$OA = d_{\text{ш}} \cos \varepsilon = d_{\text{ш}} \sin \frac{\alpha_i - \alpha_o}{2}. \quad (7)$$

При выводе формулы (7) использовано выражение (6).

Из треугольника ОАС находим искомое перемещение x_i :

$$x_i = AC = OA \cos \beta,$$

или, с учетом выражений (4) и (7):

$$x_i = \frac{d_{\text{ш}}}{2} \sin \frac{\alpha_i - \alpha_o}{2} \cos \frac{\alpha_i + \alpha_o}{2} = \frac{d_{\text{ш}}}{2} (\sin \alpha_i - \sin \alpha_o). \quad (8)$$



Формула (8) учитывает осевое перемещение точки контакта шариков относительно шарика 4. Учитывая, что при этом перемещение в осевом (относительно оси вращения муфты) направлении совершает и шарик 3, и это перемещение также определяется по формуле (8), осевое перемещение подвижной полумуфты равно:

$$x_{n_i} = d_{\text{ш}}(\sin \alpha_i - \sin \alpha_o). \quad (9)$$

В тот момент времени, когда центры шариков будут находиться на одной прямой, параллельной оси вращения муфты, угол $\alpha_i = 90^\circ$ и с учетом выражения (2) получаем на основе формулы (9):

$$x_{\text{нmax}} = h,$$

где $x_{\text{нmax}}$ – максимальное осевое перемещение подвижной полумуфты.

Полученный результат вполне согласуется со схемой, показанной на рис. 1.

Увеличение силы натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин) в результате осевого перемещения подвижной полумуфты при срабатывании ПШМ отражается следующей зависимостью:

$$F_{n_i} = F_n + cx_{n_i}, \quad (10)$$

где F_{n_i} – текущая сила натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин); c – осевая жесткость замыкающей пружины (суммарная осевая жесткость группы замыкающих пружин).

После подстановки правой части формулы (9) в равенство (10) и полученного выражения – в соотношение (3) получаем:

$$T_i = \frac{[F_n + cd_{\text{ш}}(\sin \alpha_i - \sin \alpha_o)]D}{\text{tg}(\alpha_i - \varphi) - \frac{D}{d}f}, \quad (11)$$

Аналитическое исследование функции (11) представляет значительные трудности, поэтому применим графический способ. Для построения графика зависимости $T_i(\alpha_i)$ используем следующие исходные данные: $F_n = 400$ Н, $c = 80$ Н/мм, $d_{\text{ш}} = 16$ мм, $D = 65$ мм [1], $\varphi = 4^\circ$, $d = 45$ мм, $f = 0,15$ [1].

Учитывая, что величина h должна удовлетворять условию $h < d_{\text{ш}}/2$, принято $h = 4$ мм. При этой величине по формуле (2) получаем $\sin \alpha_o = 0,75$, а $\alpha_o \approx 48^\circ$. От найденной величины угла α_o происходит изменение (в сторону увеличения) угла α_i в процессе срабатывания ПШМ, отражаемое на графике (рис. 3,



кривая 1). Кривые 2 и 3, показанные на рис. 3, построены по тем же исходным данным, что и кривая 1, но при величинах h , равных соответственно 5 мм и 6 мм. Соответствующие величины $\sin \alpha_0 = 0,6875$ и $\sin \alpha_0 = 0,625$. Графики построены по формуле (11).

Величины углов α_0 , соответствующие найденным значениям, составляют: $\alpha_0 \approx 43^\circ$ и $\alpha_0 \approx 39^\circ$.

Графики показывают следующее:

- при больших величинах начального угла давления α_0 , т. е. при меньших значениях h , в процессе осевого перемещения подвижной полумуфты при срабатывании ПШМ происходит уменьшение передаваемого муфтой вращающего момента в интервале значений угла давления $\alpha_0 \dots \pi/2$;

- увеличение h и, соответственно, уменьшение начального угла давления α_0 приводит к уменьшению разности между величиной номинального вращающего момента и последующего вращающего момента, соответствующего ближайшему к α_0 контрольному текущему значению угла (кривые 1 и 2);

- при некотором значении начального угла давления α_0 в процессе осевого перемещения подвижной полумуфты при срабатывании ПШМ в определенном интервале текущего угла давления α_i происходит увеличение вращающего момента, передаваемого муфтой, затем – стойкое его уменьшение (кривая 3).

Очевидно, что на наличие у графика зависимости $T_i(\alpha_i)$ точки максимума влияет величина осевой жесткости замыкающей пружины (суммарная осевая жесткость группы замыкающих пружин). Действительно, при прочих постоянных параметрах (кроме α_i) в формуле (11) увеличение параметра c приводит к росту величины числителя, причем, на величину номинального вращающего момента муфты T_H параметр c не влияет.

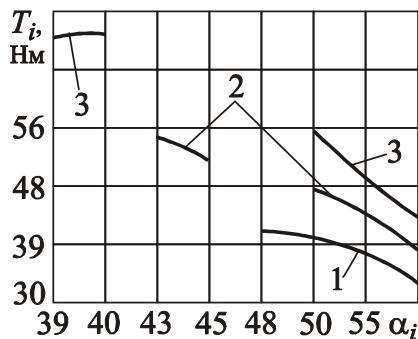


Рис. 3. Графики зависимости вращающего момента ПШМ от угла давления



Следовательно, величина c , как и параметр h , должна влиять на форму кривой $T_i(\alpha_i)$ и при определенных значениях приводить к наступлению перегрузки в процессе срабатывания муфты.

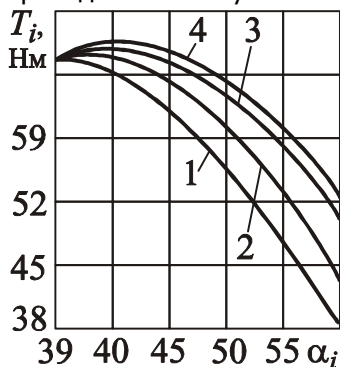


Рис. 4. Графики зависимости вращающего момента от угла давления

при построении графиков на рис. 3. Принято $h=6$ мм.

Величина начального угла давления шариков составляла, как и выше, $\alpha_0 \approx 39^\circ$.

Графики, изображенные на рис. 4, показывают, что с увеличением c уже при значениях $c \geq 80$ Н/мм кривые 2–4 имеют точки максимума внутри интервала значений угла α_i , причем, с увеличением c максимумы функции (11) смещаются в область больших значений угла α_i .

Графики подтверждают сделанное предположение о влиянии величины c на форму кривой $T_i(\alpha_i)$: при значениях $c \geq 80$ Н/мм муфта в результате срабатывания будет вносить перегрузку в некотором периоде времени срабатывания.

Исследуем процесс изменения силы нормального давления между шариками в процессе срабатывания муфты. Данная задача представляет определенный интерес, во-первых, с точки зрения износоустойчивости шариков, во-вторых, в плане назначения оптимальной начальной величины угла давления α_0 , обеспечивающего при передаче номинального вращающего момента величину давления между шариками, не превышающую допустимое значение [1].



Обратимся к рис. 5, на котором показана схема сил, действующих на шарик. В процессе срабатывания муфты на шарики действует осевая сила:

$$F_i = F_{ni} - F_{tpi}, \quad (12)$$

где F_{ni} – текущая сила натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин); F_{tpi} – текущая сила трения между подвижной полумуфтой и направляющей шпонкой.

Сила трения F_{tpi} определяется по выражению (рис. 5):

$$F_{tpi} = F_{ti} \frac{D}{d} f_1, \quad (13)$$

где F_{ti} – окружная сила, действующая на шарики; f_1 – коэффициент трения скольжения между подвижной полумуфтой и направляющей шпонкой.

Из треугольника сил найдем силу F_{ti} :

$$F_{ti} = \frac{F_i}{\operatorname{tg} \alpha_i},$$

или, с учетом формулы (12):

$$F_{ti} = \frac{F_{ni} - F_{tpi}}{\operatorname{tg} \alpha_i}. \quad (14)$$

Тогда формула (13), с учетом выражения (14), принимает следующий вид:

$$F_{tpi} = \frac{F_{ni} - F_{tpi}}{\operatorname{tg} \alpha_i} \times \frac{D}{d} f_1. \quad (15)$$

Из уравнения (15) найдем неизвестное F_{tpi} :

$$F_{tpi} = \frac{F_{ni}}{\operatorname{tg} \alpha_i + \frac{D}{d} f_1} \times \frac{D}{d} f_1. \quad (16)$$

Учитывая соотношения (9) и (10), запишем формулу (16) в следующем виде:

$$F_{tpi} = \frac{F_n + cd_{ш}(\sin \alpha_i - \sin \alpha_o)}{\operatorname{tg} \alpha_i + \frac{D}{d} f_1} \times \frac{D}{d} f_1. \quad (17)$$

Из треугольника сил (рис. 5) находим:

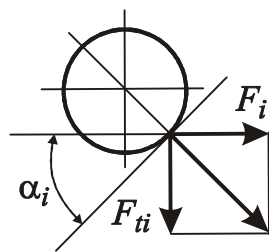


Рис. 5. Расчетная схема



$$F_{ni} = \frac{F_i}{\sin \alpha_i}. \quad (18)$$

Учитывая формулы (9), (10), (12) и (17), запишем выражение (18) в следующем виде:

$$F_{ni} = \frac{F_n + cd_{ш}(\sin \alpha_i - \sin \alpha_o)}{n \left(\operatorname{tg} \alpha_i + \frac{D}{d} f_1 \right) \cos \alpha_i}, \quad (19)$$

где n – число пар шариков.

Из формулы (19) следует, что сила F_{ni} в процессе срабатывания муфты изменяется в интервале значений:

$$F_{ni} = \frac{F_n}{\left(\sin \alpha_o + \frac{D}{d} f_1 \cos \alpha_o \right) n} \dots \frac{F_n + ch}{n}. \quad (20)$$

Интервал значений силы (20) получен при условии изменения угла давления α_i в интервале $\alpha_o \dots \pi/2$ и с учетом соотношения (2).

Исследование изменения величины силы F_{ni} в процессе срабатывания муфты проведем графическим способом, построив график функции $F_{ni}(\alpha_i)$ согласно соотношению (19). При построении графика воспользуемся исходными данными параметров, принятыми выше при построении графиков на рис. 3. Коэффициент жесткости c принят равным 40 Н/мм, $n=3$, а $f_1=0,1$ [4].

График функции представлен на рис. 6. График показывает следующее:

- сила нормального давления между шариками увеличивается по мере осевого перемещения подвижной полумуфты в процессе срабатывания ПШМ, и принимает максимальное значение в конце хода полумуфты;

- при выбранных исходных данных величина силы нормального давления становится больше допустимой ($[F_n] \approx 216$ Н [1]) уже при значении угла давления $\alpha_i = 45^\circ$.

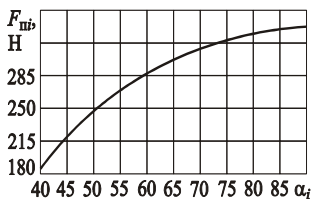


Рис. 6. График изменения силы нормального давления в зависимости от угла давления

Таким образом, имея меньшее, чем допустимое, значение при начальном угле давления, сила F_{ni} в процессе срабатывания муфты значительно превышает его. Очевидно, что в подобных случаях будет повышенных износ шарик-



ков и преждевременный выход их из строя.

Указанное обстоятельство накладывает определенные ограничения на выбор параметров ПШМ в процессе их расчета и конструирования. Основываясь на соотношении (20) и учитывая характер изменения величины силы нормального давления F_{ni} , определяющей долговечность шариков, примем в качестве формулы для анализа и выбора параметров ПШМ выражение, представляющее правую границу интервала в выражении (20).

На основании изложенного запишем:

$$\frac{F_n + ch}{n} \leq [F_n]. \quad (21)$$

Формула (21) позволяет определить оптимальную величину одного из параметров, входящих в ее левую часть.

Далее будем считать, что основные параметры для расчета и конструирования ПШМ известны: величина номинального вращающего момента муфты, радиальные и осевые размеры ПШМ (D , d). Задав диаметр шариков ($d_{ш}$), можно по формуле (3) определить величину F_n . Радиальный размер (D) и принятый диаметр шариков позволяют определить их количество по условиям конструктивно-компоновочной схемы муфты.

Выбор величины взаимного перекрытия шариков h обусловлен, во-первых, требованием отсутствия перегрузки, вызываемой муфтой в процессе срабатывания, во-вторых, минимизацией силы натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин) при повторных включениях муфты в процессе срабатывания.

Условие отсутствия перегрузки при срабатывании муфты может быть установлено на основе соотношения (11). Поскольку неизвестными остаются параметры c и h , входящие в соотношение (11) (параметр h входит в формулу (2) для вычисления параметра $\sin \alpha_0$, в свою очередь входящего в соотношение (11)), обратимся к формуле (21), из которой находим:

$$c = \frac{[F_n]n - F_n}{h}. \quad (22)$$

Воспользовавшись заменой, согласно соотношению (22), в выражении (11), методом вариации величины h можно найти его верхнее граничное значение, удовлетворяющее условию отсутствия перегрузки, вносимой муфтой в кинематическую цепь привода в процессе срабатывания. В данном случае при выборе величины h следует учитывать влияние ее на исходную величину уг-



ла давления α_0 (см. формулу (2)) и последнего – на величину номинального вращающего момента муфты (см. формулу (3)).

Поскольку уменьшение величины h приводит к увеличению угла α_0 и, соответственно, к уменьшению вращающего момента T_n , следует принять указанное значение h , так как в противном случае, т. е. при уменьшении h , необходимо для сохранения заданной величины вращающего момента T_n увеличить силу натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин), что не всегда возможно в связи с тем, что это приводит к увеличению силы нормального давления между шариками.

На основе найденной величины h можно по формуле (22) определить величину коэффициента осевой жесткости c и по этой величине – геометрические параметры замыкающей пружины (группы замыкающих пружин).

График, изображенный на рис. 6, свидетельствует о том, что в ПШМ со схемой контакта типа «шарик–шарик» перепад величин сил нормального давления F_{ni} , соответствующих начальному и конечному взаимным положениям шариков в процессе срабатывания муфты, довольно значительный. Вследствие этого в существующих конструкциях ПШМ указанного типа имеется резерв нагрузочной способности муфт, который может быть использован в том случае, когда реализуется закономерность изменения силы нормального давления F_{ni} , в соответствии с которой в процессе срабатывания муфты эта сила сохраняется постоянной или уменьшается по любому закону.

В настоящее время созданы технические решения, направленные на устранение отмеченного недостатка существующих ПШМ [5–8]. В работах [5, 6] задача решена посредством установки в конструкцию ПШМ подвижной в осевом направлении опоры для группы замыкающих пружин и дополнительных шариков, управляющих перемещением подвижной опоры при срабатывании муфты [5]. В работе [6] указанная задача решается посредством неодинаковой геометрии контакта шариков, соединяющих полу-муфты, с гнездами.

В конструкции [7] эффективность уменьшения силы натяжения замыкающей пружины в процессе осевого перемещения подвижной полумуфты при срабатывании ПШМ обеспечивается как и в конструкции, приведенной в работе [5], подвижностью в осевом направлении задней опоры пружины за счет специального шарикового механизма. При осевом перемещении подвижной по-



лумуфты ход опоры меньше, чем ход полумуфты, что обеспечивает меньший прирост силы натяжения замыкающей пружины и увеличение силы нормального давления между шариками. Это позволяет увеличить исходную силу натяжения замыкающей пружины и номинальный вращающий момент.

В конструкции, приведенной в работе [8], нашла развитие принципиальная схема задней опоры замыкающей пружины. Получаемый эффект заключается в том, что не обеспечивается не только уменьшение силы натяжения замыкающей пружины в процессе перемещения подвижной полумуфты, по сравнению с исходным натяжением, но и, благодаря центробежному механизму, – автоматическое включение ПШМ после окончания перегрузки и остановки привода машины.

Указанное решение позволяет настраивать ПШМ таким образом, чтобы при передаче номинального вращающего момента сила F_n между шариками была близка по величине к допускаемой силе. Это обеспечивает более высокую нагрузочную способность ПШМ за счет увеличения силы натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин).

Выводы

1. Анализ схемы изменения взаимного расположения шариков ПШМ в процессе ее срабатывания показал, что существует предельная величина расстояния, на которое выступает из гнезда шарик, когда происходит уменьшение передаваемого вращающего момента при выходе полумуфт из зацепления одна с другой. Увеличение указанного расстояния приводит к тому, что вращающий момент имеет максимум, не соответствующий исходному углу давления шариков, т. е. возникает перегрузка, вносимая ПШМ в привод машины при срабатывании.

2. Приведенная в технической литературе зависимость для определения угла давления шариков в ПШМ с контактом типа «шарик–шарик» не соответствует картине изменения его величины в процессе срабатывания муфты. Для корректной оценки характера и величины изменения угла давления найдена зависимость, учитывающая текущее осевое перемещение подвижной полумуфты и постоянство величины максимального осевого перемещения подвижной полумуфты.

3. На возникновение перегрузки, вносимой ПШМ при срабатывании, влияет коэффициент осевой жесткости замыкающей пружины (суммарный коэффициент осевой жесткости группы замыкающих пружин). С увеличением коэффициента осевой же-



сткости возрастает вероятность появления максимума вращающего момента муфты, большего, чем номинальный вращающий момент.

4. Сила нормального давления между шариками увеличивается в процессе осевого перемещения подвижной полумуфты при срабатывании ПШМ, достигая максимального значения в конце ее хода. При определенных выбранных параметрах муфты сила нормального давления превышает допустимое значение уже в начальный период осевого перемещения подвижной полумуфты.

5. Для повышения долговечности шариков следует определять приемлемую величину коэффициента осевой жесткости замыкающей пружины (суммарного коэффициента осевой жесткости группы замыкающих пружин) по найденной зависимости, задавшись остальными параметрами муфты, в том числе оптимальной величиной расстояния, на которое выступает шарик из гнезда полумуфты.

6. Для повышения нагрузочной способности и долговечности ПШМ следует применять в их конструкциях механизмы, уменьшающие силу натяжения замыкающей пружины (суммарную силу натяжения группы замыкающих пружин) в процессе осевого перемещения подвижной полумуфты при срабатывании.

4. Порядок выполнения работы

Уточненный расчет ПШМ включает следующие действия.

3.1. Используя данные варианта задачи (приложение 1) и формулу (3), построить график зависимости $T_n(\alpha_0)$. Интервал изменения параметра α_0 указан в варианте задачи.

3.2. Проанализировать характер кривой $T_n(\alpha_0)$ и сделать вывод о влиянии параметра α_0 на вращающий момент T_n .

3.3. Используя данные варианта задачи (приложение 2) и формулу (11), построить график зависимости $T_j(\alpha_j)$. Интервал изменения параметра α_0 указан в варианте задачи. При вычислениях принять $h=4$ мм. Величину $\sin \alpha_0$ вычислить по формуле (2), затем найти α_0 . Минимальное значение угла α_j принимать с учетом найденного значения угла α_0 . Максимальное значение угла $\alpha_j=70^\circ$.

3.4. По построенному графику проанализировать характер изменения вращающего момента T_j в зависимости от угла α_j и сделать вывод.



3.5. Построить графики зависимости $T_j(\alpha_j)$ при других значения параметра c (взять из варианта задачи).

3.6. Проанализировать характер изменения вращающего момента T_j в зависимости от параметра c и сделать вывод.

3.7. Изложить в письменной форме результаты анализа и представить работу на защиту, включив в нее произведенные расчеты, графики и выводы по работе.

3.8. Ответить на 1-2 контрольные вопроса из приведенного ниже списка.

**Контрольные вопросы
к лабораторно-практической работе на тему
«Расчет и выбор предохранительных пружинно-
шариковых муфт»**

1. Какие Вы знаете формы контакта шариков одной полумуфты с другой полумуфтой?

2. Какие факторы влияют на стабильность вращающего момента ПШМ?

3. Почему ПШМ применяют на практике при относительно невысоких частотах вращения?

4. Как влияет величина угла α_0 на номинальное значение вращающего момента ПШМ, если величина F_n постоянная?

5. Перечислите основные недостатки ПШМ.

6. Какие факторы влияют на ограничение величины h снизу и сверху?



ЛИТЕРАТУРА

1. Тепинкичиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузки станков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1968. – 112 с.
2. Поляков В.С., Барбаш И.Д, Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1974. – 352 с.
3. Дьяченко С.К., Киркач Н.Ф. Предохранительные муфты. – Киев: Гостехиздат УССР, 1962. – 122 с.
4. Кухлинг Х. Справочник по физике: Пер. с нем. – М.: Мир, 1982. – 520 с.
5. А. с. 1471000 СССР, МПК⁴ F16D11/00. Предохранительная шариковая муфта / М.П. Шишкарев (СССР). – № 4048608/25-27; Заявл. 26.02.86; Опубл. 07.04.89, Бюл. № 13. – 3 с.: ил.
6. А. с. 1550249 СССР, МПК⁵ F16D7/06. Предохранительная шариковая муфта / М.П. Шишкарев (СССР). – № 4447787/25-27; Заявл. 23.06.88; Опубл. 15.03.90, Бюл. № 10. – 4 с.: ил.
7. А. с. 1612149 СССР, МПК⁵ F16D7/06, F16D43/20. Предохранительная муфта / М.П. Шишкарев (СССР). – № 4615636/25-27; Заявл. 05.12.88; Опубл. 07.12.90, Бюл. № 45. – 4 с.: ил.
8. А. с. 1691617 СССР, МПК⁵ F16D7/06. Предохранительная муфта / М.П. Шишкарев (СССР). – № 4721785/27; Заявл. 20.07.89; Опубл. 15.11.91, Бюл. № 42. – 3 с.: ил.



ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Вариант	φ , град	α_0 , град	F_n , Н	D , м	d , м	f
1	4	40...70	300	0,125	0,07	0,15
2		35...60	350	0,12	0,08	
3		42...75	400	0,16	0,09	
4		37...65	500	0,15	0,07	
5		39...76	250	0,13	0,05	
6		41...72	200	0,14	0,08	
7		40...74	300	0,15	0,06	
8		38...64	350	0,14	0,07	
9		36...62	400	0,15	0,09	
10		37...70	250	0,14	0,08	



ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Вариант	φ , град	$d_{ш}$, м	F_n , Н	D , м	d , м	f	c , Н/мм
1	4	10	300	0,12	0,07	0,15	40, 50, 60
2		11	350	0,12	0,08		45, 55, 65
3		12	400	0,16	0,09		35, 45, 55
4		14	500	0,15	0,07		30, 40, 50
5		10	250	0,13	0,05		50, 60, 70
6		10	200	0,14	0,08		40, 50, 60
7		10	300	0,15	0,06		50, 60, 70
8		11	350	0,14	0,07		35, 45, 55
9		12	400	0,15	0,09		60, 70, 80
10		10	250	0,14	0,08		55, 65, 75



РАСЧЕТ И ВЫБОР ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ ПРУЖИННО-КУЛАЧКОВЫХ МУФТ

Введение

Предохранительные муфты играют важную роль в современном машиностроении. Правильно рассчитанная и выбранная предохранительная муфта обеспечивает надежную защиту узлов и деталей приводов технологического оборудования от поломок, увеличивает ресурс его работы и оптимизирует массогабаритные параметры приводов. Кроме того, пружинно-кулачковые предохранительные муфты (ПКМ) при перегрузке издают характерный звук, сигнализирующий о необходимости своевременной остановки машины.

1. Цель и задачи работы

Целью практической работы является углубление знаний в области предохранительных муфт и приобретение навыков их анализа.

Задачи работы:

- ознакомление с принципом действия и устройством ПКМ;
- исследование влияния трения между кулачками ПКМ на стабильность вращающего момента;
- исследование параметров ПКМ на точность срабатывания.

2. Устройство и принцип действия предохранительных пружинно-кулачковых муфт

ПКМ состоит из двух полумуфт 1 и 2, имеющих на обращенных одна к другой торцевых поверхностях кулачки (рис. 1). Геометрическая форма кулачков в плане может быть различной: трапециевидальной (рис. 2, а), треугольной (рис. 2, б). Кулачки одной полумуфты входят во впадины между кулачками другой полумуфты благодаря тому, что полумуфта 2 установлена на валу 3 подвижно в осевом направлении и поджата к другой пружиной 4 (группой пружин).

В окружном направлении подвижная полумуфта 2 связана с валом 3 при помощи направляющей шпонки 5 либо шлицевого соединения.

При отсутствии перегрузки в приводе машины осевая сила



между кулачками полумуфт 1 и 2 уравнивается силами пружины 4, трения между кулачками и трения между полумуфтой 2 и валом 3.

При наступлении перегрузки указанное осевое равновесие полумуфты 2 нарушается вследствие увеличения осевой силы между кулачками, в результате чего полумуфта перемещается вправо (по рис. 1) и кулачки полумуфт выходят из зацепления друг с другом, разъединяя ведущую и ведомую части привода.

3. Уточненный расчет предохранительных пружинно-кулачковых муфт

При расчете нагрузочной способности ПКМ в технической и справочной литературе рекомендуется следующее выражение [1–3]:

$$T_H = \frac{F_n D}{2 \left[\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{D}{d} f_1 \right]}, \quad (1)$$

где T_H – номинальный вращающий момент ПКМ; F_n – сила натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин), устанавливаемая при настройке муфты; D – диаметр наружной поверхности кулачков полумуфт; d – диаметр посадочной поверхности подвижной полумуфты на валу; α – угол скоса боковой (рабочей) поверхности кулачка; φ – угол трения между рабочими поверхностями кулачков; f_1 – коэффициент трения между подвижной полумуфтой и направляющей шпонкой.

Величина номинального вращающего момента T_H определяется в соответствии с номинальным моментом машины, в составе которой работает муфта [1]. При передаче номинального вращающего момента осевое перемещение подвижной полумуфты отсутствует, т. е. срабатывание муфты не происходит.

При возникновении внутренней или внешней (по отношению к муфте) перегрузки срабатывание муфты сопровождается осевым перемещением подвижной полумуфты и осевой деформацией замыкающей пружины (группы замыкающих пружин), что приводит к увеличению силы ее натяжения [1–3]. Величина вращающего момента, соответствующая выходу кулачков полумуфт из зацепления друг с другом, представляет предельный момент муфты.

К эксплуатационным показателям пружинно-кулачковых муфт, рассматриваемым ниже, относятся нагрузочная способ-



ность (номинальный и предельный вращающий момент муфты) и точность срабатывания, характеризуемая коэффициентом точности.

Поскольку величина коэффициента точности предохранительной муфты, в том числе пружинно-кулачковой муфты, определяется на основе предельного вращающего момента [1–3], установим зависимость величины предельного вращающего момента ПКМ от ее параметров.

Рассмотрим рис. 3, на котором показаны в зацеплении друг с другом смежные кулачки полумуфт 1 и 2 и схема сил, действующих между кулачками при передаче номинального вращающего момента.

Приведя все силы, действующие между кулачками полумуфт, к точке, находящейся посередине линии контакта кулачков, запишем выражение для определения окружной (тангенциальной) силы F_t :

$$F_t = \frac{2T_H}{D}. \quad (2)$$

Все обозначения параметров, входящих в формулу (2), приведены выше.

Результирующая сила нормального давления, возникающая между кулачками, равна, с учетом формулы (2)

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{2T_H}{D \cos \alpha}. \quad (3)$$

Действие силы нормального давления F_n вызывает появление на рабочих поверхностях кулачков силы трения $F_{тр}$, величина которой вычисляется по формуле

$$F_{тр} = F_n f = \frac{2T_H f}{D \cos \alpha} = \frac{2T_H \operatorname{tg} \varphi}{D \cos \alpha}, \quad (4)$$

где f – коэффициент трения между рабочими поверхностями кулачков.

При выводе формулы (4) использовано выражение (3), а также известное из работы [4] соотношение

$$f = \operatorname{tg} \varphi.$$

Проекция силы трения на ось, параллельную оси вращения

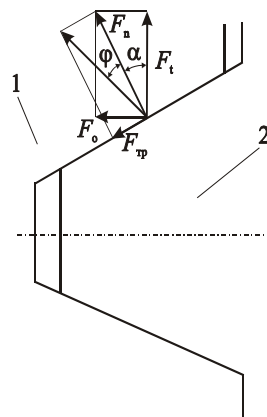


Рис. 3. Схема действия сил в зацеплении кулачков муфты



муфты, равна (см. рис. 3), с учетом формулы (4)

$$F_{\text{тр.п}} = F_{\text{тр}} \cos \alpha = \frac{2T_{\text{н}} \operatorname{tg} \varphi}{D}. \quad (5)$$

Проекция силы нормального давления $F_{\text{н}}$ на указанную ось дает осевую силу $F_{\text{о}}$, отжимающую в процессе работы ПКМ подвижную полумуфту, которая равна

$$F_{\text{о}} = F_{\text{т}} \operatorname{tg} \alpha = \frac{2T_{\text{н}} \operatorname{tg} \alpha}{D}. \quad (6)$$

Результирующая сила, действующая со стороны полумуфты 1 на полумуфту 2, подвижную в осевом направлении, равна, с учетом соотношений (5) и (6):

$$F = F_{\text{о}} - F_{\text{тр.п}} = \frac{2T_{\text{н}}}{D} (\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \varphi). \quad (7)$$

При передаче номинального вращающего момента сила F , действующая на подвижную полумуфту 2, уравновешивается силой натяжения $F_{\text{п}}$ замыкающей пружины (группы замыкающих пружин) и силой трения $F_{\text{тр.1}}$ между полумуфтой и направляющей шпонкой, так что можно записать

$$F = F_{\text{п}} + F_{\text{тр.1}}. \quad (8)$$

Сила трения, возникающая между подвижной полумуфтой и направляющей шпонкой, зависит от величины вращающего момента, передаваемого муфтой, и вычисляется по формуле

$$F_{\text{тр.1}} = \frac{2T_{\text{н}}}{D} f_1. \quad (9)$$

Подставив в равенство (8) правые части соотношений (7) и (9) и решив полученное уравнение относительно неизвестного члена $T_{\text{н}}$, найдем

$$T_{\text{н}} = \frac{F_{\text{п}} D}{2 \left(\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \varphi - \frac{D}{d} f_1 \right)}. \quad (10)$$

Сравнительный анализ формул (1) и (10) показывает, что в формуле (1) содержится функция тангенса разности углов α и φ , а в формуле (10) – функция разности тангенсов указанных углов.



Для оценки влияния полученных результатов на величину вращающего момента T_n обратимся к рис. 4, на котором кривые 1 и 2 отражают графики зависимостей (1) и (10). Графики построены по следующим исходным данным: $F_n = 800$ Н, $D = 0,15$ м, $\varphi = 8^\circ$, $d = 0,08$ м, $f_1 = 0,15$.

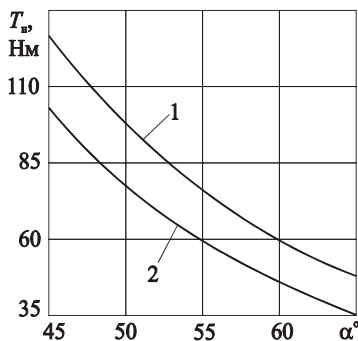


Рис. 4. Зависимость вращающего момента ПКМ от угла скоса кулачков

Графики показывают следующее:

- при всех значениях угла α (в пределах графика) величина вращающего момента T_n , вычисленная по формуле (10), меньше, чем величина T_n , вычисленная по формуле (1);

- с увеличением угла α разность между величинами вращающих моментов T_n , вычисленными по формулам (1) и (10) соответственно, уменьшается;

– как и для величины T_n , вычисленной по формуле (1), величина T_n , вычисленная по формуле (10), уменьшается по мере увеличения угла α .

Кoeffициент точности предохранительной муфты, в том числе и пружинно-кулачковой муфты, определяется на основе предельных значений вращающего момента, которые она может передавать в условиях эксплуатации в зависимости от изменения какого-либо параметра муфты [1–3]. В пружинно-кулачковых муфтах, как и в предохранительных фрикционных муфтах, таким параметром является коэффициент трения между рабочими поверхностями кулачков полумуфт.

Величина коэффициента трения изменяется в процессе эксплуатации муфты случайным образом, подчиняясь закону распределения Гаусса [5, 6]. Соответственно этому происходит изменение величины предельного вращающего момента.

Величина предельного вращающего момента пружинно-кулачковой муфты соответствует выходу из зацепления друг с другом кулачков полумуфт при срабатывании муфты. Поскольку в процессе расцепления кулачков полумуфт в большинстве конструкций пружинно-кулачковых муфт происходит увеличение силы натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин), величина предельного вращающего момента превышает его но-



минальную величину.

Установление величины предельного вращающего момента (т. е. максимального) предохранительной муфты любого типа крайне важно с точки зрения получения оценки действующих в приводе машины максимальных перегрузок, вносимых муфтой, и обеспечения корректности при проведении расчетов деталей и узлов на прочность [7].

Зависимость для определения величины предельного вращающего момента пружинно-кулачковой муфты найдена в работе [1]. Формула для вычисления коэффициента точности муфты имеет следующий вид:

$$K_T = \frac{T_{н.маx} + \frac{zh}{D \sin \alpha \cos \alpha - \frac{1}{D \cos^2 \alpha} - \frac{f_1}{d}}}{T_{н.миn} + \frac{zh}{D \sin \alpha \cos \alpha - \frac{1}{D \cos^2 \alpha} - \frac{f_1}{d}}}. \quad (11)$$

В формуле (11) $T_{н.маx}$, $T_{н.миn}$ – соответственно максимальная и минимальная величина номинального вращающего момента ПКМ, z – осевая жесткость замыкающей пружины (суммарная осевая жесткость группы замыкающих пружин), h – высота профиля кулачка, $\varphi_{маx}$ и $\varphi_{миn}$ – соответственно максимальное и минимальное значения угла трения, которые он может принимать в реальных условиях эксплуатации пружинно-кулачковой муфты [8].

Поскольку формула (11) получена в работе (4) на основе балансово-энергетического метода, она справедлива и для рассматриваемого случая.

Графики зависимости величины коэффициента точности муфты от угла α показаны на рис. 5. Здесь кривая 1 отражает упомянутую зависимость для коэффициента точности, вычисленного по формуле (11), величины вращающих моментов $T_{н.маx}$ и $T_{н.миn}$ в которой определялись по формуле (1). При построении кривой 2 также использовалась формула (11), однако величины $T_{н.маx}$ и $T_{н.миn}$ в ней определялись по формуле (10).



При построении графиков приняты те же исходные данные, что и при построении кривых на рис. 2. Дополнительные параметры, включенные в формулу (11), имели следующие значения: $z=40$ Н/мм, $h=12$ мм, $\varphi_{\max}=14^\circ$, $\varphi_{\min}=6^\circ$, что соответствовало величинам коэффициента трения $f_{\max} \approx 0,25$, $f_{\min}=0,1$.

Указанные величины коэффициента трения соответствуют реальным значениям для пар трения «сталь–сталь» в условиях влияния ряда факторов случайного характера [8].

Графики, приведенные на рис. 5, показывают следующее:

- при всех величинах угла α точность срабатывания ПКМ, вычисленная по формуле (11), с учетом соотношения (10), выше, чем точность срабатывания, вычисленная по указанной формуле, с учетом выражения (1);

- кривая 2 имеет (в пределах графика) точку минимума, соответствующую величине угла $\alpha \approx 62^\circ$;

- меньшие значения коэффициент точности муфты имеет при величинах $\alpha < 62^\circ$; при увеличении угла α наблюдается существенный рост величины коэффициента точности;

- минимумы функции (11), вычисленной с учетом формул (1) и (10), не совпадают по аргументу α : область минимума кривой 2 смещена в сторону больших значений угла α по отношению к области минимума кривой 1.

Исследуем влияние величины отношения D/d на точность срабатывания предохранительной пружинно-кулачковой муфты, с учетом полученной новой зависимости между параметрами T_n и D/d .

Как и выше, воспользуемся при исследовании графическим способом. Зададимся при построении графика $K_T = F(D/d)$ следующими величинами отношения D/d : 0,14/0,07; 0,18/0,072; 0,21/0,07; 0,25/0,071; 0,3/0,075. Принятые отношения соответствуют величинам 2; 2,5; 3; 3,5; 4, которые используются в практи-

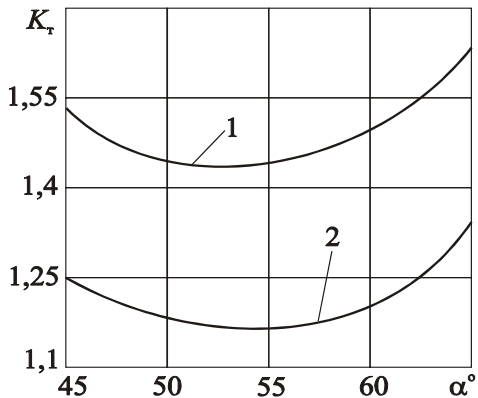


Рис. 5. Зависимость коэффициента точности пружинно-кулачковой муфты от угла скоса кулачков



ке расчета и конструирования пружинно-кулачковой муфты [1]. Величины остальных параметров приняты при построении графиков теми же, что и выше.

Кривые 1 и 2, изображенные на рис. 6 (соответственно коэффициенты точности ПКМ, вычисленные по формуле (11)) с учетом формул (1) и (10), построены при оптимальных величинах угла α . Согласно рис. 5, это значения $\alpha \approx 55^\circ$ и $\alpha \approx 62^\circ$.

Графики показывают следующее:

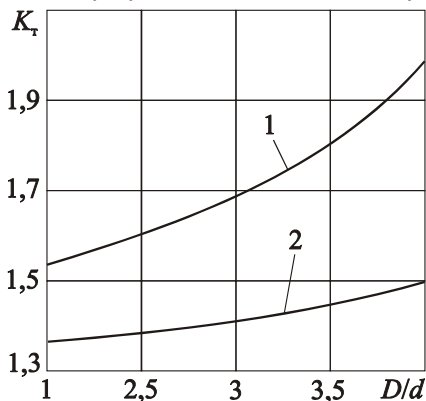


Рис. 6. Зависимость коэффициента точности ПКМ от величины отношения D/d

– при всех величинах отношения D/d (в пределах рисунка) коэффициент точности пружинно-кулачковой муфты, вычисленный с учетом формулы (1), больше коэффициента точности, вычисленного с использованием формулы (10);

– при увеличении отношения D/d точность срабатывания пружинно-кулачковой муфты уменьшается.

Сопоставление величин коэффициента точности по графикам, показанным на рис. 5 и на рис. 6, свидетельствует о том, что пружинно-кулачковая муфта, с точки зрения точности срабатывания, весьма чувствительна к изменениям величины отношения D/d . Увеличение отношения D/d от величины 1,875, что соответствует величине коэффициента точности $K_T=1,12$, до $D/d=2$ приводит к росту величины коэффициента точности до $K_T=1,36$. Далее увеличение отношения D/d не приводит к столь значительному росту величины коэффициента точности.

Кроме того, из рис. 6 следует, что кривые 1 и 2 имеют точки минимума, примерно соответствующие значениям отношения D/d , полученным из рис. 5. Следовательно, при определенных конкретных значениях параметров ПКМ (кроме параметров D и d) существует величина отношения D/d , при которой муфта обладает наибольшей точностью срабатывания.

Указанный вывод позволяет создать параметрический ряд



конструкций пружинно-кулачковых муфт, с помощью которого можно проектировать муфты, обладающие максимальной точностью срабатывания при различной нагрузочной способности. Для этого следует, варьируя, по мере необходимости, величины параметров D и d , сохранять неизменной величину их отношения, вычисленную исходя из условия минимума коэффициента точности пружинно-кулачковой муфты.

В связи с тем, что в настоящей работе получена новая зависимость по определению нагрузочной способности ПКМ, необходимо исследовать влияние величины угла α на точность срабатывания муфты в условиях варьирования величины отношения D/d .

Используем принятые выше значения отношения D/d и величины угла α , а также остальные параметры ПКМ для построения серии графиков зависимости $K_T(D/d)$. На рис. 7 показаны графики этой зависимости (кривые 1–5, построенные при значениях угла α , равных соответственно 45° ; 50° ; 55° ; 60° ; 65°).

Графики показывают следующее:

- с увеличением отношения D/d коэффициент точности ПКМ возрастает: это характерно для всех значений угла α , указанных выше;

- с увеличением угла α (примерно до значения $\alpha \approx 55^\circ$) происходит сначала уменьшение величины коэффициента точности, затем – ее рост: это характерно для всех величин отношения D/d , указанных выше;

- при найденном выше оптимальном значении угла α коэффициент точности ПКМ минимален для всех величин отношения D/d (кривая 3).

Следовательно, найденные значения угла α ($\approx 62^\circ$) и отношения D/d ($\approx 1,8$) являются необходимыми и достаточными для обеспечения минимальной величины коэффициента точности

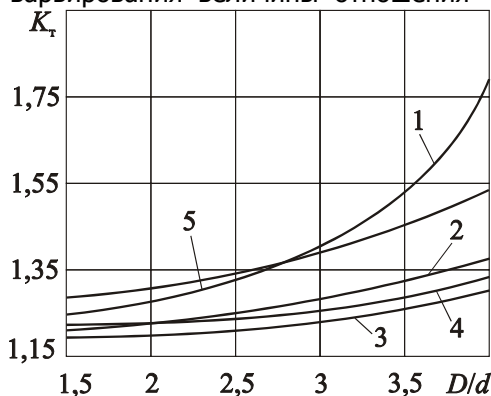


Рис. 7. Зависимости $K_T(D/d)$ при различных углах схода кулачков пружинно-кулачковой муфты



ПКМ, что следует учитывать при их расчетах и конструировании.

Выводы

1. Уточненная формула для определения величины номинального вращающего момента ПКМ, полученная на основе анализа всех действующих сил, приложенных к подвижной полумуфте, содержит, в отличие от существующей аналогичной формулы, функцию разности тангенсов угла скоса боковой (рабочей) поверхности кулачка полумуфты и угла трения между рабочими поверхностями кулачков полумуфт.

2. С учетом полученной уточненной формулы, величина номинального вращающего момента муфты меньше, чем величина, вычисленная по существующей формуле, при всех значениях угла скоса боковой поверхности кулачков полумуфт.

3. Точность срабатывания ПКМ, с учетом полученной новой зависимости, выше, чем точность срабатывания, вычисленная на основе существующей зависимости.

4. Существует единственное оптимальное значение угла скоса боковой поверхности кулачков полумуфт, при котором ПКМ обладает наибольшей точностью срабатывания. Указанное оптимальное значение зависит от конкретных конструктивных параметров муфты.

5. Существует единственное оптимальное значение отношения величины внешнего диаметра кулачков полумуфт и величины диаметра центрального посадочного отверстия подвижной полумуфты, при котором точность срабатывания муфты наибольшая, с учетом указанного оптимального значения угла скоса боковой поверхности кулачка полумуфты.

4. Порядок выполнения работы

Анализ точности срабатывания ПКМ включает следующие действия.

3.1. По формуле (11), согласно данным варианта задачи (приложение 1), построить графики функции $K_T(\alpha)$. Значения угла α принимать из интервала $40^\circ \dots 70^\circ$, $f_1 = 0,15$.

3.2. Произвести анализ графиков с целью установления варианта ПКМ с наибольшей точностью срабатывания.

3.3. Объяснить причины появления минимума функции $K_T(\alpha)$.

3.4. Выбрав вариант ПКМ, обладающий наибольшей точностью срабатывания, исследовать влияние величин z , h и



D на точность срабатывания муфты. Для этого построить графики функций $K_T(z)$, $K_T(h)$ и $K_T(D)$, используя данные варианта задачи (приложение 2).

3.5. Произвести анализ графиков с целью установления характера влияния перечисленных параметров ПКМ на точность срабатывания.

3.6. Изложить в письменной форме результаты анализа и представить работу на защиту, включив в нее произведенные расчеты, графики и выводы по работе.

3.7. Ответить на 1-2 контрольных вопроса из приведенного ниже списка.

Контрольные вопросы к лабораторно-практической работе на тему «Расчет и выбор предохранительных пружинно- кулачковых муфт»

1. Что такое точность срабатывания ПКМ? Каким показателем она характеризуется?
2. Какие факторы влияют на точность срабатывания ПКМ?
3. Почему ПКМ применяют на практике при относительно невысоких частотах вращения?
4. Как влияет величина угла α на предельное значение вращающего момента ПКМ, если величина F_n постоянная?
5. Перечислите основные недостатки ПКМ.
6. Какие факторы влияют на ограничение величины h снизу и сверху?



ЛИТЕРАТУРА

1. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1974. – 352 с.
2. Тепинкичиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузки станков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1968. – 112 с.
3. Дьяченко С.К., Киркач Н.Ф. Предохранительные муфты. – Киев: Гостехиздат УССР, 1962. – 122 с.
4. Бутенин Н.В., Лунц. Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. В 2-х т. Т. 1: Статика и кинематика. – 4-е изд., испр. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1985. – 240 с.
5. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика. Учеб. пособие для вузов. – Изд. 5-е, перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1977. – 479 с.
6. Добровольский В.А. и др. Детали машин. Учеб. для машиностроит. Вузов / В.А. Добровольский, К.И. Заблонский, С.Л. Мак, А.С. Радчик, Л.Б. Эрлих. – М.: Машиностроение, 1972. – 503 с.
7. Проектирование механических передач / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцев и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 558 с.
8. Крагельский И.В., Виноградова И.Э. Коэффициенты трения. – М.: Машгиз, 1962. – 220 с.



ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Вариант	φ_{\min} , град	φ_{\max} , град	z , Н/мм	h , мм	D , м	d , м	F_n , Н
1	6	14	20	8	0,12	0,07	700
2			35	10	0,10	0,08	800
3			40	12	0,16	0,09	700
4			15	9	0,15	0,07	650
5			25	11	0,13	0,05	720
6			20	10	0,14	0,08	770
7			30	12	0,11	0,06	750
8			35	8	0,12	0,07	810
9			40	11	0,15	0,09	600
10			25	10	0,14	0,08	760

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Вариант	z , Н/мм	h , мм	D , м
1	10...50	6...12	0,10...0,15
2	20...70		0,12...0,17
3	15...70		0,11...0,15
4	10...60		0,12...0,18
5	20...80		0,10...0,16
6	10...60		0,10...0,18
7	15...55		0,12...0,18
8	10...45		0,12...0,17
9	20...60		0,10...0,16
10	15...60		0,10...0,15



ИССЛЕДОВАНИЕ АДАПТИВНЫХ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ

Введение

Адаптивные системы автоматического управления (САУ) относятся к системам замкнутого типа и обеспечивают регулирование или стабилизацию выходных параметров управляемых объектов при воздействии на них внешних и внутренних возмущающих сигналов случайного характера. В результате автоматического регулирования происходит стабилизация величин выходных параметров или изменение их по определенному закону. Это позволяет оптимизировать ход технологических процессов, выполняемых управляемыми объектами, в соответствии с заданными целевыми функциями, повысить производительность и точность технологического оборудования, снизить себестоимость производства изделий.

1. Цель и задачи работы

Целью практической работы является углубление знаний в области адаптивных САУ и приобретение навыков их анализа.

Задачи работы:

- ознакомление с принципом действия и устройством адаптивных предохранительных фрикционных муфт повышенной точности срабатывания;
- исследование влияния характеристик обратной связи адаптивных САУ на стабильность регулируемого параметра управляемого объекта;
- приобретение навыков проведения сравнительного анализа конкурируемых объектов.

2. Устройство и принцип действия адаптивных предохранительных фрикционных муфт

В современном машиностроении адаптивные САУ находят широкое применение в предохранительных фрикционных муфтах [1], которые в данном случае называются адаптивными фрикционными муфтами (АФМ) [2]. Предохранительные фрикционные муфты применяют в приводах технологического оборудования для передачи вращающего момента и защиты кинематических цепей от перегрузок. Они обладают более высокой плавностью работы по сравнению с предохранительными муфтами других ти-



пов (пружинно-шариковых, пружинно-кулачковых, муфт с разрушающимися элементами и др.), особенно в периоды срабатывания, бесшумны в работе.

Наряду с указанными достоинствами предохранительные фрикционные муфты имеют некоторые недостатки, главным из которых является невысокая стабильность величины вращающего момента при срабатывании. Этот недостаток снижает надежность защиты приводов от перегрузок, причиной его являются колебания величины коэффициента трения между фрикционными парами.

Предохранительная фрикционная муфта (рис. 1) состоит из ведущей 1 и ведомой 2 полумуфт, которые связаны между собой пакетом фрикционных дисков 3 и 4. Диски 3 соединены с полумуфтой 2, а диски 4 — с полумуфтой 1. Силовое замыкание пакета фрикционных дисков осуществляется пружиной 5, которая передает усилие через нажимной диск 6. Нажимной диск связан с полумуфтой 1 при помощи направляющей шпонки 7.

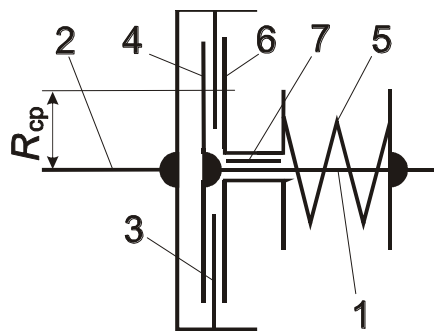


Рис. 1. Кинематическая схема предохранительной фрикционной муфты

Теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено, что колебания величины коэффициента трения носят случайный характер и зависят от большого числа факторов без выраженной доминанты, основными из которых являются [3]:

- величина контактного давления на поверхностях трения;
- скорость нарастания нагрузки перед срабатыванием муфты;
- время неподвижного контакта пар трения предохранительной фрикционной муфты перед срабатыванием;
- состояние контактирующих поверхностей пар трения;
- температура на поверхностях трения;
- влажность окружающей среды и др.

Изменение величины коэффициента трения подчиняется закону нормального распределения с выраженной положительной



асимметрией. В зависимости от условий эксплуатации муфты и сочетания материалов пар трения размах колебаний величины коэффициента трения может быть весьма большим. Например, по данным экспериментальных исследований, для пары трения «сталь—асбобфрикционный материал НСФ-3» при изменении скорости нарастания нагрузки перед срабатыванием муфты в 3,7 раза величина коэффициента трения изменяется в интервале 0,1...1,0 при среднем значении 0,36.

Соответственно изменяется величина вращающего момента при срабатывании предохранительной фрикционной муфты. Высокий уровень перегрузки, вносимой муфтой в привод, приводит к возникновению высоких напряжений в деталях, повышению запаса прочности и увеличению габаритов и массы привода.

АФМ имеют в своем составе управляющее устройство (УУ), принцип действия которого основан на пропорциональном уменьшении силы прижатия поверхностей трения друг к другу по мере увеличения коэффициента трения и наступления перегрузки. Такой принцип действия реализуется с помощью отрицательной обратной связи в соответствии со структурно-функциональной схемой АФМ (рис. 2).

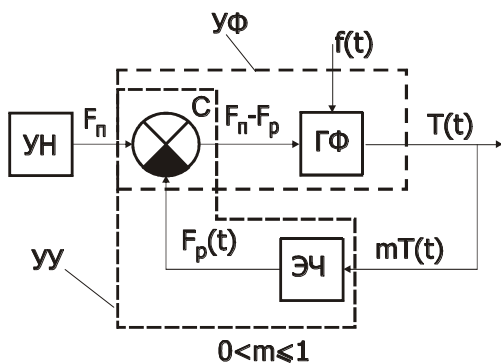


Рис. 2. Структурно-функциональная схема АФМ первого поколения

Отрицательная обратная связь создана на базе УУ с входным сигналом в виде mT_i (T_i — текущий вращающий момент АФМ) и выходным сигналом $F_{p,i}$, который называется управляющим воздействием. Сигнал $F_{p,i}$

поступает на вход сумматора S , имея знак, противоположный знаку задающего воздействия

F_n (силы натяжения пружины), поэтому выходной сигнал сумматора имеет вид $F_n - F_{p,i}$. Данный выходной сигнал подается на фрикционную группу $ГФ$. Возмущающее воздействие f_i (коэффициент трения), поступающее на вход фрикционной группы, ока-



зывает влияние на величину момента трения муфты; изменение момента трения приводит к соответствующему изменению входного сигнала УУ. Вследствие этого происходит изменение величины сигнала, поступающего на вход ГФ, что позволяет автоматически регулировать величину вращающего момента муфты.

Муфты с рассмотренной структурно-функциональной схемой относятся к АФМ первого поколения [4]. Кинематическая схема АФМ первого поколения (муфты инж. Н.Д. Вернера) показана на рис. 3. Муфта состоит из ведущей 1 и ведомой 2 полумуфт, которые устанавливаются на концах соединяемых валов. Фрикционный диск 3 соединен с полумуфтой 2 и располагается между упорным диском 4, закрепленным на полумуфте 1, и нажимным диском 5. В отличие от муфты с обычной точностью срабатывания (см. рис. 1), нажимной диск 5 установлен на полумуфте 1 свободно и имеет возможность поворачиваться относительно нее.

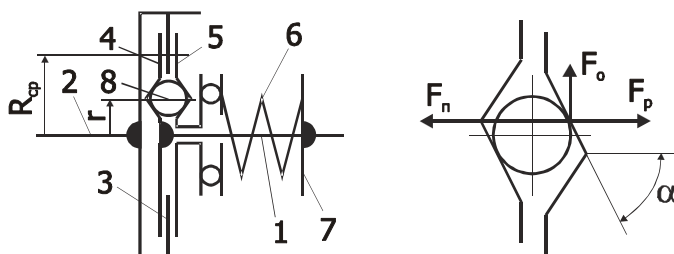


Рис. 3. Кинематическая схема АФМ первого поколения

Силовое замыкание фрикционной группы 3–4–5 осуществляется пружиной 6, установленной с предварительным натяжением. Силу натяжения пружины можно изменять с помощью регулировочного элемента 7.

Управляющее устройство муфты состоит из тел качения 8, которые размещены с зазором в гнездах со скошенными под углом α стенками. Гнезда выполнены на обращенных друг к другу поверхностях упорного и нажимного дисков (см. рис. 3).

При пуске муфты часть вращающего момента от упорного диска 4 передается на фрикционный диск 3 за счет сил трения, затем на полумуфту 2. Поскольку номинальный вращающий момент, на передачу которого настроена муфта, больше, чем момент трения пары 3–4, произойдет проскальзывание тел



этой пары относительно друг друга и тела качения 8 будут заклинены в гнездах. После этого нажимной диск 5 также начинает передавать (через тела качения) вращающий момент на фрикционный диск 3.

Благодаря скосу стенок гнезд на телах качения возникает сила нормального давления, составляющими которой являются тангенциальная (окружная) сила F_o и осевая реакция F_p (управляющее воздействие). Вектор силы F_p направлен противоположно вектору силы натяжения пружины F_n (задающее воздействие), поэтому сила F_p ослабляет действие силы F_n на пары трения.

Муфта передает номинальный (расчетный) вращающий момент при величине коэффициента трения, равной среднему значению. В том случае, если в процессе эксплуатации произойдет случайное увеличение коэффициента трения, УУ муфты будет реагировать на это увеличение только в том случае, когда к ведомой полумуфте 2 будет приложен дополнительный вращающий момент того же знака, что и номинальный вращающий момент. При этом увеличивается вращающий момент муфты и, в частности, момент, который передает нажимной диск 5. Соответственно увеличиваются тангенциальная сила F_o и сила F_p , которые связаны между собой следующим соотношением:

$$F_p = F_t \operatorname{tg} \alpha .$$

Таким образом, при увеличении коэффициента трения возрастает и сила F_p , что приводит к уменьшению силы прижатия пар трения друг к другу. В этом заключается принцип действия отрицательной обратной связи и адаптивного регулирования вращающего момента.

Величина вращающего момента АФМ первого поколения определяется по формуле:

$$T_n = z F_n R_{cp} \frac{f_i}{1 + (z - 1) C f_i} , \quad (1)$$

где z — число пар трения фрикционной группы; R_{cp} — средний радиус контакта пар трения, определяемый по формуле:



$$R_{\text{ср}} = \frac{D_{\text{н}}^3 - D_{\text{в}}^3}{3(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2)}, \quad (2)$$

$D_{\text{н}}$ — наружный диаметр фрикционного диска 3; $D_{\text{в}}$ — внутренний диаметр диска 3; C — конструктивный параметр УУ, который называется коэффициентом усиления обратной связи и вычисляется по формуле:

$$C = \frac{R_{\text{ср}}}{r} \operatorname{tg} \alpha, \quad (3)$$

r — радиус окружности, на которой расположены тела качения 8; α — см. рис. 3.

Остальные обозначения приведены выше.

Из формулы (1) следует, что величины $T_{\text{п}}$ и f_j связаны между собой нелинейной зависимостью, поэтому предельный вращающий момент АФМ будет увеличиваться медленнее, чем вращающий момент муфты обычной точности срабатывания.

Постоянное действие силы $F_{\text{р}}$ в процессе работы приводит к необходимости увеличения силы пружины $F_{\text{п}}$, что, в свою очередь, вызывает увеличение массы АФМ.

АФМ первого поколения обладают ограниченной точностью срабатывания, которая не может быть существенно увеличена при сохранении традиционной структурно-функциональной схемы.

Для устранения указанного недостатка были созданы АФМ второго поколения [5–7]. Структурно-функциональная схема базового варианта АФМ второго поколения показана на рис. 4. Отличием ее является введение дополнительной фрикционной группы ГФ2, которая не охвачена отрицательной обратной связью и расположена между основной фрикционной группой ГФ1 и нажимным узлом УН. Поэтому на вход УУ подается комплексный сигнал, который содержит компоненту $T_2(t)$ (t – время), линейно зависящую от возмущающего воздействия $f_j(t)$. Благодаря этому при одинаковом изменении величины возмущающего воздействия управляющее воздействие $F_{\text{р}}(t)$ в АФМ второго поколения будет изменяться сильнее, чем в АФМ первого поколения. Кроме того, введение в схему фрикционной группы ГФ2 приводит к увеличению вращающего момента, который муфта передает без



буксования при неизменной силе натяжения пружины F_n .

Особенностью АФМ второго поколения является то, что отрицательная обратная связь в них действует только в определенном интервале величин коэффициента трения $f_i(t)$.

При достижении определенной величины последнего управляющее воздействие $F_p(t)$ становится равным силе натяжения пружины F_n . После этого АФМ будет передавать вращающий момент за счет фрикционной группы ГФ2, а отрицательная обратная связь автоматически преобразуется в положительную обратную связь. Последняя характеризуется тем, что на сумматор С будет поступать с выхода УУ сигнал того же знака, что и сигнал F_n .

Поэтому увеличение коэффициента трения в данном случае приведет к повышению силы прижатия пар трения ГФ2, что снизит точность срабатывания АФМ.

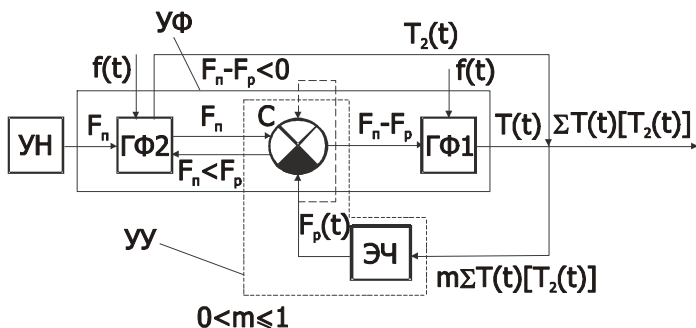


Рис. 4. Структурно-функциональная схема АФМ второго поколения

Кинематическая схема АФМ второго поколения показана на рис. 5. Обозначения узлов на схемах рис. 4 и рис. 5 соответствуют друг другу.

Величина предельного вращающего момента АФМ второго поколения определяется по формуле:

$$T_n = F_n R_{cp} f_i \frac{z+1-Cf_i}{1+(z-1)Cf_i}. \quad (4)$$

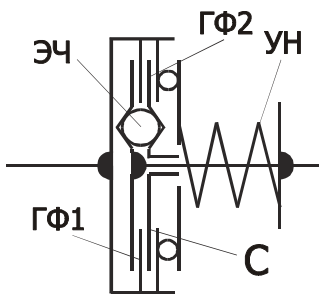


Рис. 5. Кинематическая схема АФМ второго поколения

Все обозначения в формуле (4) приняты теми же, что и в формуле (1).

Точность срабатывания АФМ характеризуется коэффициентом точности, который вычисляется по формуле:

$$K_T = \frac{T_{п.маx}}{T_{п.мин}}, \quad (5)$$

где $T_{п.маx}$, $T_{п.мин}$ — соответственно максимальный и минимальный вращающие моменты, при которых может сработать АФМ.

Коэффициент точности является характеристикой эксплуатационной надежности работы АФМ.

Особенностью АФМ первого и второго поколений является то, что коэффициент усиления обратной связи имеет ограничение по величине, которое записывается в следующей форме [5]:

$$C \leq \frac{1}{f_{маx}}, \quad (6)$$

где $f_{маx}$ — максимальное значение, которое может принимать коэффициент трения для выбранного сочетания материалов пар трения в реальных условиях эксплуатации АФМ.

3. Порядок выполнения работы

Анализ надежности адаптивных систем управления на примере АФМ включает следующие действия.

3.1. В соответствии с данными варианта задания (см. приложение, с. 17, 18) определить по формуле (2) величину среднего радиуса пар трения муфт.

3.2. По формуле (3) рассчитать величину коэффициента усиления отрицательной обратной связи C .

3.3. По формуле (6) произвести проверку вычисленной величины C . Если она не удовлетворяет требуемому условию, необходимо уменьшить величину C в соответствии с формулой (6) за счет параметра α .

3.4. По формуле

$$T_{п} = z F_{п} R_{ср} f_j, \quad (7)$$

и по формулам (1) и (4) вычислить ряд значений $T_{п}$ в соответствии с конкретными величинами коэффициента трения f_j соответ-



ственно для муфты с обычной точностью срабатывания, АФМ первого поколения и АФМ второго поколения. Перед вычислениями произвести разбивку заданного интервала изменения коэффициента трения (см. приложение) на 4–5 равных отрезков.

3.5. По вычисленным значениям построить в осях координат $T_n - f_j$ графики функций (1), (4) и (7), используя данные варианта задания. Проанализировать форму графиков, крутизну кривых на отдельных отрезках, нагрузочную способность муфт.

3.6. По формуле (5) определить величину коэффициентов точности муфт, приняв в качестве $T_{n,max}$ и $T_{n,min}$ величины вращающих моментов, соответствующие крайним точкам графиков.

3.7. Оценить точность срабатывания муфт по вычисленным значениям K_T , а также нагрузочную способность при значениях $f_j = f_{min}$, $f_j = f_{max}$ и любой промежуточной величине f_j .

3.8. Объяснить причину равенства вращающих моментов АФМ первого и второго поколений при $f_j = f_{max}$. Для этого вычислить величину вращающего момента АФМ 1-го поколения по формуле

$$T_n = F_n R_{cp} f_{max},$$

и сопоставить ее с величиной T_n , вычисленной по формуле (1) при значении $f_j = f_{max}$.

3.9. Изложить в письменной форме результаты анализа и представить работу на защиту, включив в нее произведенные расчеты, графики и выводы по работе.

3.10. Ответить на 1-2 контрольных вопроса из приведенного ниже списка.

Контрольные вопросы к лабораторно-практической работе на тему «Исследование адаптивных предохранительных фрикционных муфт»

1. Как изменится график функции $T_n(f)$ для АФМ первого поколения, если величина коэффициента усиления C не будет удовлетворять соотношению (6), т. е. величина C будет больше?

2. Как изменится график функции $T_n(f)$ для АФМ второго поколения, если величина коэффициента усиления C не будет удовлетворять соотношению (6), т. е. величина C будет больше?



3. АФМ первого поколения, имеющая две пары трения, настроена на передачу вращающего момента, равного 200 Нм. При пуске двигателя машины величина момента сил сопротивления равна 100 Нм. Будет ли в данных условиях работать обратная связь в муфте?

4. Чем объяснить ограничение величины коэффициента усиления C в АФМ первого поколения?

5. Чем объяснить ограничение величины коэффициента усиления C в АФМ второго поколения?

6. Почему графики функции $T_n(f)$ для АФМ первого и второго поколения имеют одну общую точку при величине коэффициента трения, равной f_{\max} ?

7. В чем заключается принцип адаптации в АФМ?

8. Объясните причину меньшей нагрузочной способности АФМ по сравнению с предохранительной фрикционной муфтой обычной точности срабатывания.

9. Почему АФМ, при одинаковых с предохранительной фрикционной муфтой (см. рис. 1) параметрах, обладают более высокой точностью срабатывания?

10. Что, с физической точки зрения, отражает коэффициент точности предохранительных муфт?



ЛИТЕРАТУРА

1. Дьяченко С.К., Киркач Н.Ф. Предохранительные муфты. — Киев: Гостехиздат УССР, 1962. — 122 с.
2. Есипенко Я.И. и др. Муфты повышенной точности ограничения нагрузки / Я.И. Есипенко, А.З. Паламаренко, М.К. Афанасьев. — Киев: Техніка, 1972. — 168 с.
3. Тепинкичиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузки станков. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1968. — 112 с.
4. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. — Л.: Политехника, 1991. — 384 с.
5. Шишкарев М.П. Адаптивные фрикционные муфты. Исследование, конструкции и расчет. Науч. изд. — Ростов н/Д: Изд-во РГАСХМ, 2002. — 228 с.
6. Шишкарев М.П. Улучшение эксплуатационных показателей адаптивных фрикционных муфт. — Ростов н/Д: Изд-во РГАСХМ, 2007. — 148 с.
7. Шишкарев М.П., Лущик А.А., Угленко А.Ю. Адаптивные фрикционные муфты второго поколения. Исследование, конструкции и расчет. Монография. — Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2013. — 236 с.



ПРИЛОЖЕНИЕ

Варианты заданий	Число пар трения z , шт.	Сила натяжения пружины F_{pr} , Н	Наружный диаметр фрикционного диска D_{nr} , м	Внутренний диаметр фрикционного диска $D_{вн}$, м	Радиус окружности расположения тел качения r , м	Угол скоса гнезда α , град	Интервал изменения величины коэффициента трения $f_{min} \dots f_{max}$
1	4	350	0,4	0,2	0,03	34	0,1...0,8
2	2	600	0,5	0,24	0,04	38	0,08...0,6
3	6	250	0,34	0,18	0,03	40	0,12...0,76
4	2	500	0,45	0,22	0,035	36	0,1...0,7
5	4	400	0,35	0,19	0,03	45	0,14...0,9
6	8	200	0,32	0,16	0,025	32	0,11...0,85
7	6	300	0,38	0,2	0,04	42	0,1...0,65
8	4	450	0,34	0,17	0,028	39	0,12...0,82
9	2	800	0,5	0,25	0,036	41	0,13...0,88
10	8	300	0,36	0,2	0,035	44	0,09...0,7
11	6	280	0,36	0,18	0,028	35	0,12...0,84
12	2	490	0,48	0,24	0,03	41	0,09...0,79
13	4	370	0,42	0,20	0,03	39	0,11...0,8
14	8	250	0,30	0,17	0,025	40	0,14...0,88
15	4	340	0,44	0,21	0,029	38	0,13...0,83
16	4	840	0,35	0,17	0,025	44	0,11...0,77
17	6	630	0,37	0,19	0,032	42	0,09...0,81
18	2	990	0,46	0,24	0,038	40	0,13...0,79
19	8	390	0,42	0,22	0,033	43	0,1...0,87
20	6	470	0,38	0,20	0,031	45	0,12...0,88
21	4	410	0,36	0,18	0,029	41	0,08...0,78
22	2	940	0,44	0,26	0,034	39	0,09...0,79
23	8	720	0,40	0,22	0,030	40	0,14...0,87
24	6	780	0,39	0,21	0,028	42	0,11...0,82
25	6	260	0,33	0,18	0,028	37	0,1...0,77
26	8	280	0,31	0,165	0,022	43	0,08...0,76
27	2	510	0,52	0,31	0,036	45	0,09...0,73
28	6	340	0,35	0,19	0,028	42	0,1...0,83
29	4	390	0,39	0,20	0,03	44	0,11...0,89
30	8	230	0,39	0,19	0,032	39	0,11...0,78
31	2	480	0,53	0,28	0,036	44	0,13...0,81
32	6	280	0,34	0,17	0,03	41	0,09...0,83
33	4	370	0,45	0,22	0,028	36	0,1...0,8
34	6	260	0,31	0,15	0,028	38	0,12...0,92
35	2	520	0,51	0,29	0,038	45	0,09...0,77



36	8	240	0,37	0,18	0,03	37	0,11...0,83
37	4	330	0,47	0,23	0,031	35	0,1...0,72
38	6	300	0,35	0,16	0,029	42	0,1...0,86
39	8	260	0,38	0,20	0,03	43	0,08...0,74
40	2	830	0,36	0,18	0,027	42	0,15...0,85
41	4	910	0,39	0,23	0,031	40	0,12...0,78
42	6	660	0,33	0,17	0,028	43	0,10...0,89
43	8	520	0,37	0,19	0,029	46	0,08...0,82
44	6	630	0,41	0,25	0,032	48	0,11...0,80
45	8	480	0,40	0,24	0,027	44	0,07...0,83
46	4	740	0,36	0,18	0,030	39	0,09...0,86
47	2	980	0,43	0,28	0,033	37	0,13...0,77
48	4	700	0,35	0,19	0,028	42	0,10...0,78



АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОГО РЕЖИМА НАГРУЖЕНИЯ ПРИВОДА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ С АДАПТИВНОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТОЙ

Введение

Адаптивные предохранительные фрикционные муфты (АФМ) отличаются от обычных предохранительных фрикционных муфт не только наличием у них управляющего устройства (УУ) для автоматического регулирования силы прижатия друг к другу пар трения, но и влиянием УУ на форму крутильных колебаний при буксовании. В связи с этим необходимо установление таких параметров УУ, при которых амплитуды крутильных колебаний будут уменьшаться с течением времени.

1. Цель и задачи работы

Целью практической работы является углубление знаний в области АФМ и приобретение навыков их динамического анализа.

Задачи работы:

— изучение механизма влияния УУ на возникновение и развитие крутильных колебаний в приводах технологического оборудования;

— исследование влияния параметров УУ обратной связи АФМ на стабильность вращающего момента при буксовании;

— приобретение навыков определения ограничений параметров УУ обратной связи по режиму динамического нагружения.

2. Устройство и принцип действия адаптивных предохранительных фрикционных муфт

В современном машиностроении находят широкое применение АФМ [2]. Они применяются в приводах технологического оборудования для передачи вращающего момента и защиты кинематических цепей от перегрузок. АФМ обладают более высокой плавностью работы по сравнению с предохранительными муфтами других типов (пружинно-шариковых, пружинно-кулачковых, муфт с разрушающимися элементами и др.), особенно в периоды срабатывания, бесшумны в работе, и имеют лучшие показатели по точности срабатывания.

Наряду с указанными достоинствами АФМ имеют некоторые недостатки, главным из которых является ограниченная стабиль-



ность величины вращающего момента при срабатывании. Этот недостаток снижает надежность защиты приводов от перегрузок, причиной его являются колебания величины коэффициента трения между фрикционными парами.

АФМ имеют в своем составе УУ, принцип действия которого основан на пропорциональном уменьшении силы прижатия поверхностей трения друг к другу по мере увеличения коэффициента трения и наступления перегрузки. Такой принцип действия реализуется с помощью отрицательной обратной связи в соответствии со структурно-функциональной схемой АФМ (рис. 1).

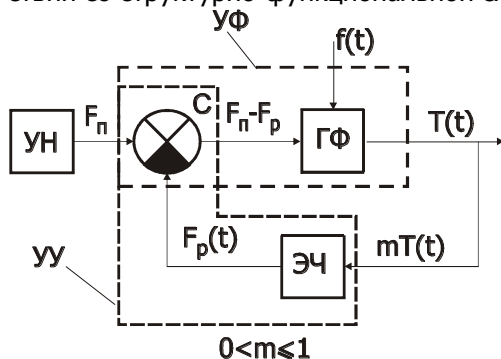


Рис. 1. Структурно-функциональная схема АФМ первого поколения

F_n (силы натяжения пружины), поэтому выходной сигнал сумматора имеет вид $F_n - F_{p,i}$. Данный выходной сигнал подается на фрикционную группу $\Gamma\Phi$. Возмущающее воздействие f_j (коэффициент трения), поступающее на вход фрикционной группы, оказывает влияние на величину момента трения муфты; изменение момента трения приводит к соответствующему изменению входного сигнала УУ. Вследствие этого происходит изменение величины сигнала, поступающего на вход $\Gamma\Phi$, что позволяет автоматически регулировать величину вращающего момента муфты.

Муфты с рассмотренной структурно-функциональной схемой относятся к АФМ первого поколения [1]. Кинематическая схема АФМ первого поколения (муфта инж. Н.Д. Вернера) показана на рис. 2. Муфта состоит из ведущей 1 и ведомой 2 полу муфт, которые устанавливаются на концах соединяемых валов.

Отрицательная обратная связь создана на базе УУ с входным сигналом в виде mT_j (T_j — текущий вращающий момент АФМ) и выходным сигналом $F_{p,i}$, который называется управляющим воздействием. Сигнал $F_{p,i}$

поступает на вход сумматора C , имея знак, противоположный знаку задающего воздействия

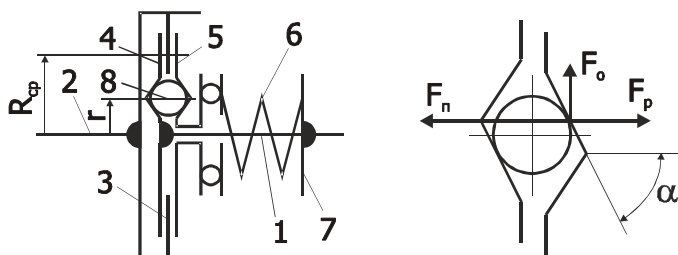


Рис. 2. Кинематическая схема АФМ первого поколения

Фрикционный диск 3 соединен с полумуфтой 2 и располагается между упорным диском 4, закрепленным на полумуфте 1, и нажимным диском 5. В отличие от муфты с обычной точностью срабатывания, нажимной диск 5 установлен на полумуфте 1 свободно и имеет возможность поворачиваться относительно нее.

Силовое замыкание фрикционной группы 3–4–5 осуществляется пружиной 6, установленной с предварительным натяжением. Силу натяжения пружины можно изменять с помощью регулировочного элемента 7.

УУ муфты состоит из тел качения 8, которые размещены с зазором в гнездах со скошенными под углом α стенками. Гнезда выполнены на обращенных друг к другу поверхностях упорного и нажимного дисков (см. рис. 2).

При пуске муфты часть вращающего момента от упорного диска 4 передается на фрикционный диск 3 за счет сил трения, затем на полумуфту 2. Поскольку номинальный вращающий момент, на передачу которого настроена муфта, больше, чем момент трения пары 3–4, произойдет проскальзывание тел этой пары относительно друг друга и тела качения 8 будут заклинены в гнездах. После этого нажимной диск 5 также начинает передавать (через тела качения) вращающий момент на фрикционный диск 3.

Благодаря скосу стенок гнезд на телах качения возникает сила нормального давления, составляющими которой являются тангенциальная (окружная) сила F_o и осевая реакция F_p (управляющее воздействие). Вектор силы F_p направлен противоположно вектору силы натяжения пружины F_n (задающее воздействие), поэтому сила F_p ослабляет действие силы F_n на пары трения.

Муфта передает номинальный (расчетный) вращающий момент при величине коэффициента трения, равной среднему зна-



чению. В том случае, если в процессе эксплуатации произойдет случайное увеличение коэффициента трения, УУ муфты будет реагировать на это увеличение только в том случае, когда к ведомой полумуфте 2 будет приложен дополнительный вращающий момент того же знака, что и номинальный вращающий момент. При этом увеличивается вращающий момент муфты и, в частности, момент, который передает нажимной диск 5. Соответственно увеличиваются тангенциальная сила F_o и сила F_p , которые связаны между собой следующим соотношением:

$$F_p = F_t \operatorname{tg} \alpha .$$

Таким образом, при увеличении коэффициента трения возрастает и сила F_p , что приводит к уменьшению силы прижатия пар трения друг к другу. В этом заключается принцип действия отрицательной обратной связи и адаптивного регулирования вращающего момента.

Величина вращающего момента АФМ первого поколения определяется по формуле:

$$T_n = z F_n R_{cp} \frac{f_i}{1 + (z - 1) C f_i} , \quad (1)$$

где z — число пар трения фрикционной группы; R_{cp} — средний радиус контакта пар трения; C — коэффициент усиления УУ, вычисляемый по формуле:

$$C = \frac{R_{cp}}{r} \operatorname{tg} \alpha , \quad (2)$$

r — радиус окружности, на которой расположены тела качения 8; α — см. рис. 2.

Из формулы (1) следует, что величины T_n и f_i связаны между собой нелинейной зависимостью, поэтому с увеличением коэффициента трения предельный вращающий момент АФМ будет увеличиваться медленнее, чем вращающий момент муфты обычной точности срабатывания.

Постоянное действие силы F_p в процессе работы приводит к необходимости увеличения силы пружины F_n , что, в свою очередь, вызывает увеличение массы АФМ.

АФМ первого поколения обладают ограниченной точностью срабатывания, которая не может быть существенно увеличена при сохранении традиционной структурно-функциональной схемы.

Для устранения указанного недостатка были созданы АФМ



второго поколения [1]. Структурно-функциональная схема базового варианта АФМ второго поколения показана на рис. 3. Отличием ее является введение дополнительной фрикционной группы ГФ2, которая не охвачена отрицательной обратной связью и расположена между основной фрикционной группой ГФ1 и нажимным узлом УН. Поэтому на вход УУ подается комплексный сигнал, который содержит компоненту $T_2(t)$ (t – время), линейно зависящую от коэффициента трения $f_i(t)$. Благодаря этому при одинаковом изменении величины коэффициента трения распорная сила $F_p(t)$ в АФМ второго поколения будет изменяться быстрее, чем в АФМ первого поколения. Кроме того, введение в схему фрикционной группы ГФ2 приводит к увеличению вращающего момента, который муфта передает без буксования при неизменной силе пружины F_n .

Особенностью АФМ второго поколения является то, что отрицательная обратная связь в них действует только в определенном интервале величин коэффициента трения $f_i(t)$.

При достижении определенной величины коэффициента трения распорная сила $F_p(t)$ становится равной силе натяжения пружины F_n . После этого АФМ будет передавать вращающий момент только за счет фрикционной группы ГФ2, а отрицательная обратная связь автоматически преобразуется в положительную обратную связь. Последняя характеризуется тем, что на сумматор С будет поступать с выхода УУ сигнал того же знака, что и сигнал F_n .

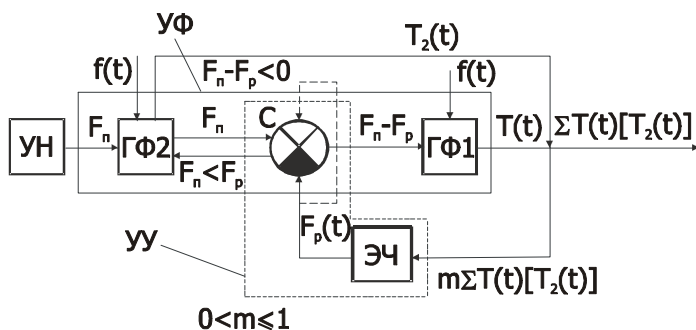


Рис. 3. Структурно-функциональная схема АФМ второго поколения

Поэтому увеличение коэффициента трения в данном случае приведет к повышению силы прижатия пар трения ГФ2, что



снизит точность срабатывания АФМ.

Кинематическая схема АФМ второго поколения показана на рис. 4. Обозначения узлов на схемах рис. 3 и рис. 4 соответствуют друг другу.

Величина предельного вращающего момента АФМ второго поколения определяется по формуле:

$$T_n = F_n R_{cp} f_j \frac{z+1-Cf_j}{1+(z-1)Cf_j}. \quad (3)$$

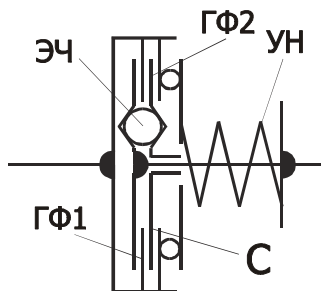


Рис. 4. Кинематическая схема АФМ второго поколения

Все обозначения в формуле (3) приняты теми же, что и в формуле (1).

Особенностью АФМ первого и второго поколений является то, что КУ обратной связи имеет ограничение по величине, которое записывается в следующей форме [5]:

$$C \leq \frac{1}{f_{max}}, \quad (4)$$

где f_{max} — максимальное значение, которое может принимать коэффициент трения для выбранного сочетания материалов пар трения в реальных условиях эксплуатации АФМ.

Формула (4) записана при следующих условиях:

- число ведущих пар трения АФМ первого поколения, кинематически непосредственно связанных с ведущей полумуфтой 1 (рис. 2), равно 1;
- число пар трения дополнительной фрикционной группы АФМ второго поколения равно 1.

3. Основы теории динамического анализа АФМ

При близости периодов автоколебаний и свободных колебаний квазилинейной автоколебательной системы с одной степенью свободы возможно наступление явления синхронизации. Считая систему линеаризованной, запишем дифференциальное уравнение задачи:

$$\ddot{\varphi} + k^2 \varphi = f(\varphi, \dot{\varphi}) + \frac{T_a}{J} \sin \omega t, \quad (5)$$

где ω — частота автоколебаний; $f(\varphi, \dot{\varphi})$ — функция, состоящая из относительно малых нелинейных членов.

При буксовании в муфте действуют диссипативные силы



трения, которые, будучи направленными противоположно соответствующей скорости, способствуют демпфированию колебаний, т. е. силы линейного трения:

$$F(\dot{\varphi}) = -c_{\text{экв}} \dot{\varphi},$$

где $c_{\text{экв}}$ – эквивалентное значение коэффициента вязкого демпфирования.

Коэффициент расстройки системы определяется по соотношению:

$$\varepsilon = \frac{k^2}{\omega^2} - 1, \quad (6)$$

т. е. принимаем, что $k^2 = \omega^2(1 + \varepsilon)$.

В соответствии с принятым условием считаем, что значение ε мало по сравнению с единицей.

Учитывая соотношение (6), запишем уравнение (5) в виде

$$\ddot{\varphi} + \omega^2 \varphi = f(\varphi, \dot{\varphi}) - \varepsilon \omega^2 \varphi + \frac{T_a}{J} \sin \omega t. \quad (7)$$

Используя основную идею метода медленно меняющихся амплитуд, будем разыскивать решение уравнения (7) в виде

$$\varphi = A \cos(\omega t - \nu), \quad (8)$$

где A и ν – функции времени: A – амплитуда, ν – фаза автоколебаний.

Непосредственная подстановка (8) в (7) приводит к уравнению, содержащему две неизвестные функции A и ν . Воспользовавшись при замене одной функции φ двумя неизвестными функциями A и ν соотношением Ван дер Поля:

$$\dot{A} \cos(\omega t - \nu) + A \dot{\nu} \sin(\omega t - \nu) = 0,$$

придем к соотношению вида:

$$\begin{aligned} \dot{A} = & -\frac{1}{\omega} f[A \cos(\omega t - \nu), -A \omega \sin(\omega t - \nu)] \sin(\omega t - \nu) + \\ & + \varepsilon \omega A \sin(\omega t - \nu) \cos(\omega t - \nu) - \frac{T_a}{J \omega} \sin \omega t \sin(\omega t - \nu). \end{aligned}$$

Считая рассматриваемую систему близкой к линейной, полагаем, что переменные A и ν не получают заметных приращений за один цикл $2\pi/k$, т. е. что A и ν постоянны в течение одного цикла. Тогда можно записать:

$$\dot{A} = -\frac{1}{2\pi k} \int_0^{2\pi} \dot{A} d\nu,$$

после чего укороченное уравнение Ван дер Поля при-



нимает вид:

$$\dot{A} = \frac{\Phi(A)}{2\pi\omega} - \frac{T_a \cos \nu}{2J\omega}, \quad (9)$$

где

$$\Phi(A) = - \int_0^{2\pi} f(A \cos \theta, -Ak \sin \theta) \sin \theta d\theta. \quad (10)$$

Здесь $\theta = \omega t - \nu$. В АФМ действует «отрицательное» трение, т. е. момент трения скольжения, вектор составляющей силы которого совпадает в определенные периоды времени по направлению с вектором скорости. Этот фактор оказывает дестабилизирующее действие и способствует «раскачке» колебаний. На основании этого запишем:

$$f(\varphi, \dot{\varphi}) = -\frac{c_{\text{ЭКВ}}\varphi}{J} + \frac{T_a}{J} \text{sign} \dot{\varphi}. \quad (11)$$

Учитывая решение (8), преобразуем (11) к виду

$$f(A \cos \theta, -Ak \sin \theta) = \frac{Ak c_{\text{ЭКВ}}}{J} \sin \theta + \frac{T_a}{J} \text{sign}(-\sin \theta), \text{ или}$$

$$f(A \cos \theta, -Ak \sin \theta) = \begin{cases} \frac{Ak c_{\text{ЭКВ}}}{J} \sin \theta - \frac{T_a}{J} & \text{при } 0 < \theta < \pi, \\ \frac{Ak c_{\text{ЭКВ}}}{J} \sin \theta + \frac{T_a}{J} & \text{при } \pi < \theta < 2\pi. \end{cases}$$

Согласно равенству (10) найдем:

$$\begin{aligned} \Phi(A) &= - \left[\int_0^{\pi} \left(\frac{Ak c_{\text{ЭКВ}}}{J} \sin \theta - \frac{T_a}{J} \right) \sin \theta d\theta + \int_{\pi}^{2\pi} \left(\frac{Ak c_{\text{ЭКВ}}}{J} \sin \theta + \frac{T_a}{J} \right) \sin \theta d\theta \right] = \\ &= - \frac{\pi Ak c_{\text{ЭКВ}}}{J} + \frac{4T_a}{J}. \end{aligned} \quad (12)$$

Для определения коэффициента $c_{\text{ЭКВ}}$ найдем рассеиваемую за один цикл работу демпфирующего момента, считая его постоянным в течение цикла и воспользовавшись (8):

$$U_c = \int_0^{2\pi} c_1 \dot{\varphi} \dot{\varphi} dt = c_1 A^2 \omega^2 \int_0^{2\pi} \sin^2(\omega t - \nu) dt,$$

что после интегрирования дает:

$$U_c = \pi c_1 A^2 \omega, \quad (13)$$

где c_1 – постоянная демпфирования.

Приняв в качестве механизма демпфирования кулоновское трение, найдем работу момента трения, рассеиваемую за



один цикл:

$$U_{\text{тр}} = 4T_c \varphi_{\text{max}} = 4T_c A, \quad (14)$$

где T_c – демпфирующий момент (момент трения скольжения); φ_{max} – максимальный угол закручивания упругой связи между АФМ и рабочим органом машины, приведенный к ведомой части муфты.

Приравнивая правые части (13) и (14), получаем:

$$C_{\text{экв}} = \frac{4T_c}{\pi A \omega}. \quad (15)$$

Для определения начальной фазы колебаний (при $t=0$) перепишем (8)

$$\varphi_0 = A \cos \psi, \quad (16)$$

где φ_0 – угол закручивания упругой связи между АФМ и рабочим органом, приведенный к ведомой части муфты и соответствующий началу буксования:

$$\varphi_0 = \frac{T_n}{C}. \quad (17)$$

Амплитудное значение угла закручивания упругой связи определится как

$$A = \varphi_{\text{max}} = \frac{T_a}{C}. \quad (18)$$

Подставляя правые части соотношений (17) и (18) в выражение (16), находим:

$$\cos \psi = \frac{T_n}{T_a}. \quad (19)$$

Используя результаты (12), (15) и (19) в (9), получаем:

$$\dot{A} = \frac{4(T_a - T_c)}{2\pi J \omega} - \frac{T_n}{2J \omega}. \quad (20)$$

4. Порядок выполнения работы

Анализ динамического режима нагружения привода технологического оборудования с АФМ включает следующие действия.

4.1. Используя формулу

$$T_n = \frac{zF_n R_{\text{ср}} f_n}{1 + C_f^n} \quad (21)$$

для АФМ первого поколения, найти выражение для распорной силы в режиме передачи нагрузки без буксования. Для этого воспользоваться следующим соотношением:



$$F_p = \frac{(z-1)T_n}{zr} \operatorname{tg} \alpha. \quad (22)$$

В формуле (21) f_n – коэффициент трения покоя. При выводе конечной формулы для F_p использовать соотношение (2).

4.2. Записать выражение для начального момента трения скольжения АФМ:

$$T_c = zR_{cp} n f_n (F_n - F_p), \quad (23)$$

где n – коэффициент, $n = f_c / f_n < 1$; f_c – коэффициент трения скольжения.

При выводе окончательного выражения для начального момента трения скольжения АФМ использовать конечную формулу для F_p , согласно соотношению (22).

4.3. Найти выражение для распорной силы АФМ при вращающем моменте T_c , используя формулу:

$$F_{p1} = \frac{(z-1)T_c \operatorname{tg} \alpha}{zr} \quad (24)$$

и выражения (2) и (23), а также выразив f_c через f_n .

4.4. Найти первое амплитудное значение T_a , используя формулу

$$T_a = zR_{cp} n f_n (F_n - F_{p1}) \quad (25)$$

и конечное выражение (24).

4.5. Условие устойчивости стационарного режима автоколебаний имеет вид $\dot{A} < 0$, поэтому после подстановки в соотношение (20) значений T_n , T_c и T_a из выражений (21), (23) и (25) и решения полученного неравенства найти ограничение C .

4.6. По найденному ограничению C построить график в координатных осях $C - n$. При построении графика принять $n = 0,65 \dots 0,8$, $f_n = 0,8$.

4.7. Сравнить данные графика с ограничением величины C в режиме стационарного нагружения привода.

4.8. Сделать вывод по результатам сравнения величин C по стационарному и динамическому режимам нагружения привода с АФМ.

4.9. Изложить в письменной форме результаты анализа и представить работу на защиту, включив в нее произведенные математические выкладки, график и вывод по работе.

4.10. Ответить на 1-2 контрольных вопроса из приведенного



ниже списка.

**Контрольные вопросы
к лабораторно-практической работе на тему
«Анализ динамического режима нагружения
привода технологического оборудования
с адаптивной фрикционной муфтой»**

1. Что называют амплитудой крутильных колебаний?
2. Как изменится ограничение величины C при увеличении коэффициента трения f_n ? При его уменьшении?
3. Почему возникают крутильные колебания?
4. Какое влияние на крутильные колебания оказывает уу?
5. Почему необходимо ограничивать амплитуду крутильных колебаний при буксовании АФМ?
6. Что является сдерживающим фактором повышения точности срабатывания АФМ первого поколения?



ЛИТЕРАТУРА

1. Дьяченко С.К., Киркач Н.Ф. Предохранительные муфты. — Киев: Гостехиздат УССР, 1962. — 122 с.
2. Есипенко Я.И. и др. Муфты повышенной точности ограничения нагрузки / Я.И. Есипенко, А.З. Паламаренко, М.К. Афанасьев. — Киев: Техніка, 1972. — 168 с.
3. Тепинкичиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузки станков. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1968. — 112 с.
4. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. — Л.: Политехника, 1991. — 384 с.
5. Шишкарев М.П. Адаптивные фрикционные муфты. Исследование, конструкции и расчет. Науч. изд. — Ростов н/Д: Изд-во РГАСХМ, 2002. — 228 с.
6. Шишкарев М.П. Улучшение эксплуатационных показателей адаптивных фрикционных муфт. — Ростов н/Д: Изд-во РГАСХМ, 2007. — 148 с.
7. Шишкарев М.П., Лущик А.А., Угленко А.Ю. Адаптивные фрикционные муфты второго поколения. Исследование, конструкции и расчет. Монография. — Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2013. — 236 с.