



УДК 621.838.222

М.П. Шишкарёв
ФГБОУ ВО «Донской государственный
технический университет» (ДГТУ)
г. Ростов-на-Дону, Россия
E-mail: shishkarevm@mail.ru
Дата поступления 25.03.2022

СИНТЕЗ И АНАЛИЗ АДАПТИВНОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ ПЕРВОГО ПОКОЛЕНИЯ С КОСВЕННЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

Аннотация

Показано, что введение косвенного регулирования в адаптивной фрикционной муфте с отрицательной обратной связью позволяет значительно повысить номинальную нагрузочную способность и уменьшить уровень крутильных колебаний в приводе машины за счет демпфирования энергии упругих элементов муфты при ее срабатывании. Установлено, что отсутствует принципиальное ограничение максимального значения коэффициента усиления, связанное с его влиянием на значение номинального вращающего момента, что позволяет повысить точность срабатывания муфты.

Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, отрицательная обратная связь, косвенное регулирование, управляющее устройство, коэффициент усиления.

Введение

В существующих адаптивных фрикционных муфтах (АФМ) косвенное регулирование силового замыкания пар трения фрикционной группы применяется только при использовании положительной обратной связи [1, 2]. Косвенное регулирование характеризуется изменением силы натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин) в зависимости от текущего значения коэффициента трения и осуществляется при помощи управляющего устройства (УУ) обратной связи.

Постановка задачи исследования. Разработка принципиальной схемы АФМ первого поколения с косвенным регулированием и определение ее технико-эксплуатационных характеристик.

Основная часть

Оценим возможность и эффективность применения принципа косвенного регулирования в АФМ первого поколения [3], которые оснащаются одноконтурной отрицательной обратной связью. Оценку эффективности указанного принципа будем производить по основным технико-эксплуатационным характеристикам АФМ – номи-

нальной нагрузочной способности и точности срабатывания [4].

В связи с этим рассмотрим принципиальную схему АФМ, показанную на рисунке 1, а. Соосно расположенные одна относительно другой полумуфты 1 и 2 кинематически связаны между собой в окружном направлении фрикционной группой, состоящей из дисков трения 3 и 4. Диски 3 соединены с барабаном полумуфты 2, а диски 4 – с нажимным диском 5, который установлен на втулке 6 и связан с нею в окружном направлении при помощи направляющей шпонки 7. Слева (по рис. 1, а) фрикционная группа и втулка 6 опираются на опорный диск полумуфты 1 посредством упорных подшипников.

УУ отрицательной обратной связи АФМ состоит из тел качения 8, которые размещены в гнездах со скошенными боковыми стенками, выполненными во втулке 6 и упорной втулке 9. Упорная втулка 9 слева (по рис. 1, а) опирается на жесткий упор 10 нажимного диска 5, поджимается к упору при помощи пружины 11 и связана с полумуфтой 1 в окружном направлении направляющей шпонкой 12.

Силовое замыкание элементов пар трения фрикционной группы муфты осуществляется при помощи пружины 13.

При настройке АФМ по минимальному значению коэффициента трения [5] для повышения нагрузочной способности муфты УУ не должно функционировать при передаче вращающего момента, рав-

ного настроечной величине. Следовательно, соотношение исходных значений сил натяжения пружин 11 и 13, устанавливаемое при настройке муфты, должно быть таким, чтобы при передаче номинального вращающего момента в приводе машины упорная втулка 9 сохраняла положение осевого равновесия.

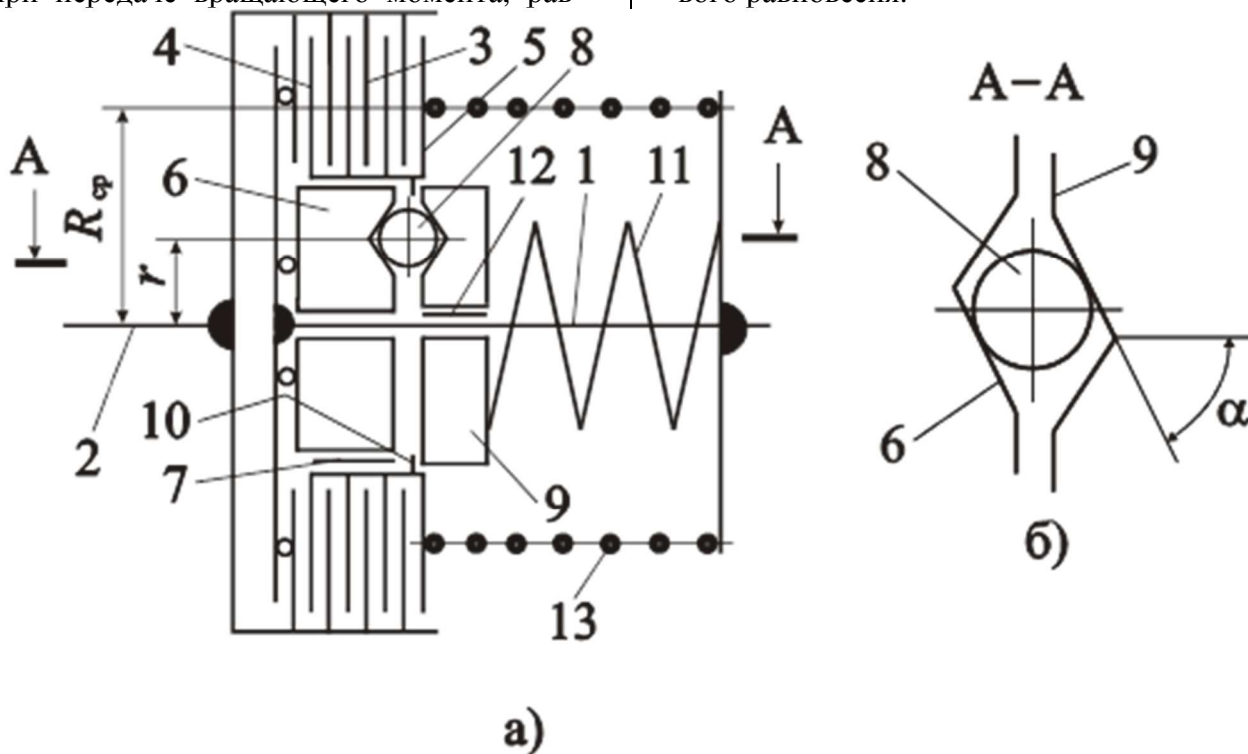


Рисунок 1. Принципиальная схема АФМ первого поколения с косвенным регулированием

В указанный период времени на упорную втулку 9 действуют следующие силы:

- сила натяжения $F_{п1}$ пружины 13;
- сила натяжения $F_{п2}$ пружины 11;
- сила трения $F_{тр}$, действующая между упорной втулкой 9 и направляющей шпонкой 12;
- распорная сила F_p , возникающая при передаче вращающего момента между телами качения 8 и боковыми стенками гнезд втулок 6 и 9.

С учетом изложенного выше запишем уравнение осевого равновесия упорной втулки 9 в следующем виде:

$$F_{п1} + F_p - F_{п2} - F_{тр} = 0. \quad (1)$$

Уравнение (1) показывает, что в рассматриваемом случае сила давления на упор 10 со стороны упорной втулки 9 равна

нулю.

Для распорной силы F_p запишем следующее выражение:

$$F_p = \frac{T_n}{r} \operatorname{tg} \alpha, \quad (2)$$

где T_n – настроечный (номинальный) вращающий момент АФМ; α – угол скоса боковых стенок гнезд под тела качения 8 (рисунок 1, б); r – радиус окружности, на которой расположены тела качения 8.

Значение силы трения $F_{тр}$ определяется по соотношению [6]

$$F_{тр} = \frac{2T_n}{d} f_1, \quad (3)$$

где f_1 – коэффициент трения между упорной втулкой 9 и направляющей шпонкой 12 ($f_1 = \operatorname{const}$ [7]); d – диаметр ступицы по-

лумуфты 1 в месте сопряжения ее с упорной втулкой 9.

Значение вращающего момента T_n определяется по формуле:

$$T_n = zF_{n1}R_{cp}f_{min}, \quad (4)$$

где z – число пар трения фрикционной группы; R_{cp} – средний радиус поверхностей трения фрикционных пар; f_{min} – минимальный коэффициент трения.

Подставляя правую часть формулы (4) в формулы (2) и (3), а затем полученные выражения – в уравнение (1), находим:

$$C = \frac{2R_{cp}f_1}{d} + \frac{F_{n2} - F_{n1}}{zF_{n1}f_{min}}, \quad (5)$$

где C – коэффициент усиления (КУ) обратной связи:

$$C = \frac{R_{cp}}{r} \operatorname{tg} \alpha.$$

Положим, что $d = r$, а $\operatorname{tg} \alpha > 2f_1$, тогда при увеличении коэффициента трения между элементами пар трения и с наступлением перегрузки левая часть уравнения (1) становится положительной. В результате этого упорная втулка 9 начнет перемещаться вправо (по рисунку 1, а) до тех пор, пока действующие на нее силы не будут уравновешены.

В данном случае соответствующее уравнение осевого равновесия упорной втулки 9 принимает вид:

$$F_{n1} - c_1x_i + F_{pi} - F_{n2} - c_2x_i - F_{tpi} = 0, \quad (6)$$

где c_1, c_2 – осевые жесткости соответственно пружин 13 и 11; x_i – текущее осевое перемещение упорной втулки 9, соответствующее значению коэффициента трения f_i ; F_{pi}, F_{tpi} – текущие распорная сила и сила трения в шпоночном соединении.

Текущее значение вращающего момента T_i можно найти, определив соответствующее значение осевого перемещения x_i упорной втулки 9. Для этого определим переменные значения в уравнении (6) (кроме параметра x_i). По аналогии с соотношениями (2) и (3) запишем:

$$F_{pi} = \frac{T_i}{r} \operatorname{tg} \alpha, \quad (7)$$

$$F_{tpi} = \frac{2T_i}{d} f_1. \quad (8)$$

Общий вид формулы для определения значения вращающего момента T_i запишем как:

$$T_i = zR_{cp}f_i(F_{n1} - c_1x_i), \quad (9)$$

где f_i – текущее значение коэффициента трения.

Подставляя правую часть равенства (9) в формулы (7) и (8), а затем в уравнение (6), получаем в результате его решения:

$$x_i = \frac{(1 + zCf_i)F_{n1} - F_{n2} - 2zF_{n1}R_{cp}f_1/d}{(1 + zCf_i)c_1 + c_2 - 2zR_{cp}c_1f_1/d}. \quad (10)$$

Подставляя решение (10) в формулу (9), запишем формулу для определения текущего значения вращающего момента АФМ:

$$T_i = \frac{zR_{cp}f_i(F_{n1}c_2 + F_{n2}c_1)}{(1 + zCf_i)c_1 + c_2 - 2zR_{cp}c_1f_1/d}. \quad (11)$$

Переход от значения коэффициента трения f_{min} к его большему значению приводит к началу функционирования отрицательной обратной связи, поэтому необходима проверка нагрузочной характеристики $T_i(f_i)$ муфты на отсутствие «провала», т. е. отсутствия ситуации, когда возможно выполнение неравенства $T_i < T_{min} = T_n$. В противном случае возможно уменьшение точности срабатывания АФМ.

Решая упомянутое неравенство, с учетом формул (4) и (11) получаем:

$$T_i = T_{min}. \quad (12)$$

Это подтверждает, что обратное, по отношению к упомянутому, неравенство $T_i > T_{min} = T_n$ выполняется.

Равенство (12) получено при подстановке в формулу (11) параметра $f_i = f_{min}$, т. к. при $f_i > f_{min}$ последнее неравенство заведомо выполняется в силу того, что функция (11) является возрастающей по аргументу f_i . Кроме того, при выводе равенства (12) использовано представление параметра F_{n2} через параметр F_{n1} , которое вытекает из следующих рассуждений.

При передаче настроечного вращающего момента T_n значение распорной силы

вычисляется по следующей формуле:

$$F_{pmin} = \frac{T_H}{r} \operatorname{tg} \alpha = z F_{n1} C f_{min}. \quad (13)$$

Уравнение осевого равновесия упорной втулки 9 в данном случае имеет следующий вид:

$$F_{n1} + F_{pmin} - F_{n2} - F_{трmin} = 0.$$

Используя в последнем уравнении формулы (3) и (13), находим:

$$F_{n2} = F_{n1} (1 + z C f_{min}) - \frac{2z F_{n1} R_{cp} f_{min} f_1}{d}. \quad (14)$$

Значение коэффициента точности АФМ определяется по следующей формуле:

$$K_T = \frac{T_{max}}{T_H} = \frac{f_{max} [c_2 + (1 + z C f_{min}) c_1 - 2z R_{cp} c_1 f_{min} f_1 / d]}{f_{min} [c_2 + (1 + z C f_{max}) c_1 - 2z R_{cp} c_1 f_{max} f_1 / d]}. \quad (15)$$

Формула (15) записана с учетом соотношения (14).

Первая производная функции (15) по переменной C_1 отрицательная, следовательно, увеличение осевой жесткости пружины 13 приводит к повышению точности срабатывания АФМ. Аналогичным образом влияет на точность срабатывания КУ C . Увеличение осевой жесткости пружины 11, наоборот, приводит к снижению точности срабатывания муфты.

Для выработки представления и количественной оценке точности срабатывания муфты рассмотрим графики, изображенные на рис. 2. Кривые 1–3 отражают графики функции (15), построенные при следующих исходных данных: $c_1 = 20$ Н/мм; 30 Н/мм; 40 Н/мм. Остальные исходные данные параметров, принятые при построении кривых: $f_{min} = 0,1$, $f_{max} = 0,8$, $c_2 = 10$ Н/мм, $z = 8$, $R_{cp} = 0,1$ м, $d = 0,05$ м, $f_1 = 0,15$.

Анализ графиков показывает, что исследуемая АФМ обладает высокой точностью срабатывания, причем увеличение КУ, приводящее к повышению точности срабатывания муфты, не сопровождается снижением номинальной нагрузочной способности, т. к. не влияет на значение вращающего момента T_H (см. формулу (4)). Увеличение осевой жесткости пружины 13 дает существенно меньший эффект в отношении

точности срабатывания, чем увеличение КУ: уменьшение значения коэффициента точности K_T при увеличении осевой жесткости c_1 в 2 раза составляет, в среднем, 1,03, тогда как при таком же увеличении КУ – в среднем 1,18.

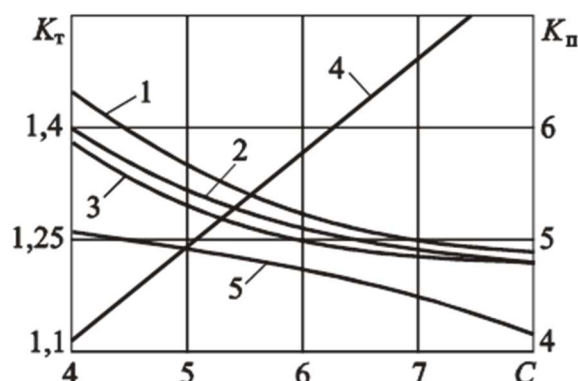


Рисунок 2. Зависимости коэффициента точности и коэффициента повышения номинальной нагрузочной способности АФМ от КУ

Прямая 4 отражает изменение значения коэффициента повышения номинальной нагрузочной способности исследуемой муфты по сравнению с муфтой-аналогом, в которой отрицательная обратная связь функционирует при минимальном значении коэффициента трения. Значение указанного коэффициента определяется по следующей формуле:

$$K_n = \frac{T_{min1}}{T_{min}} = 1 + z C f_{min}.$$

В последней формуле T_{min} и T_{min1} — соответственно вращающие моменты муфты-аналога и исследуемой муфты при значении коэффициента трения f_{min} .

Кривая 5 на рис. 2 показывает изменение значения коэффициента точности муфты-аналога в функции КУ. Учитывая вычисленное значение K_T , муфта-аналог превосходит исследуемую АФМ по точности срабатывания. Однако, принимая во внимание кривую 4, отметим, что номинальная нагрузочная способность исследуемой АФМ выше.

Для АФМ важной характеристикой является не только точность срабатывания, но и необходимое значение номинального

вращающего момента. Одинаковая номинальная нагрузочная способность муфты-аналога и исследуемой АФМ может быть достигнута за счет увеличения у первой из муфт силы натяжения замыкающей пружины, значение которой кратно значению коэффициента K_n . Масса муфты увеличивается практически прямо пропорционально силе натяжения пружины [8, 9], поэтому данный способ повышения номинальной нагрузочной способности АФМ нерационален.

Номинальную нагрузочную способность муфты-аналога можно также увеличить путем уменьшения значения КУ, что приведет к снижению точности срабатывания муфты [10, 11].

Кроме того, точность срабатывания исследуемой АФМ может быть повышена за счет увеличения КУ, т. к. это не приводит к снижению номинальной нагрузочной способности муфты.

Таким образом, по совокупности показателей номинальной нагрузочной способности и точности срабатывания исследуемая АФМ обладает очевидным преимуществом по сравнению с муфтой-аналогом.

Заключительным этапом синтеза АФМ является определение диаметра тел качения 8 (рис. 1, а, б) и глубины гнезд со скошенными боковыми стенками на втулках 6 и 9. Воспользуемся для этого формулой (10), с помощью которой определяется значение осевого перемещения упорной втулки 9. С учетом соотношения (14) формулу (10) запишем в следующем виде:

$$x_i = zF_{nl}(f_i - f_{min}) \times \frac{C - 2R_{cp}f_1/d}{(1 + zCf_i)c_1 + c_2 - 2zR_{cp}c_1f_1/d} \quad (16)$$

Обратимся к рисунку 3, на котором изображена схема расположения тела качения 8 в гнезде. Решая треугольник АОВ, находим:

$$OA = \frac{r_{ш}}{\cos \alpha}, \quad (17)$$

где $r_{ш}$ – радиус тела качения 8.

Катет АВ в треугольнике АОВ равен $AB = r_{ш} \operatorname{tg} \alpha$. (18)

Треугольники АОВ и АОС имеют

одинаковые острые углы, поэтому являются подобными. На основании этого и учитывая формулы (17) и (18) получаем:

$$OC = \frac{r_{ш}}{\sin \alpha}. \quad (19)$$

Поскольку оппозитные торцы втулок 6 и 9 располагаются на расстоянии s один от другого, глубина гнезда под тело качения 8, с учетом формулы (19), равна:

$$h_1 = OC - \frac{s}{2} = \frac{r_{ш}}{\sin \alpha} - \frac{s}{2}. \quad (20)$$

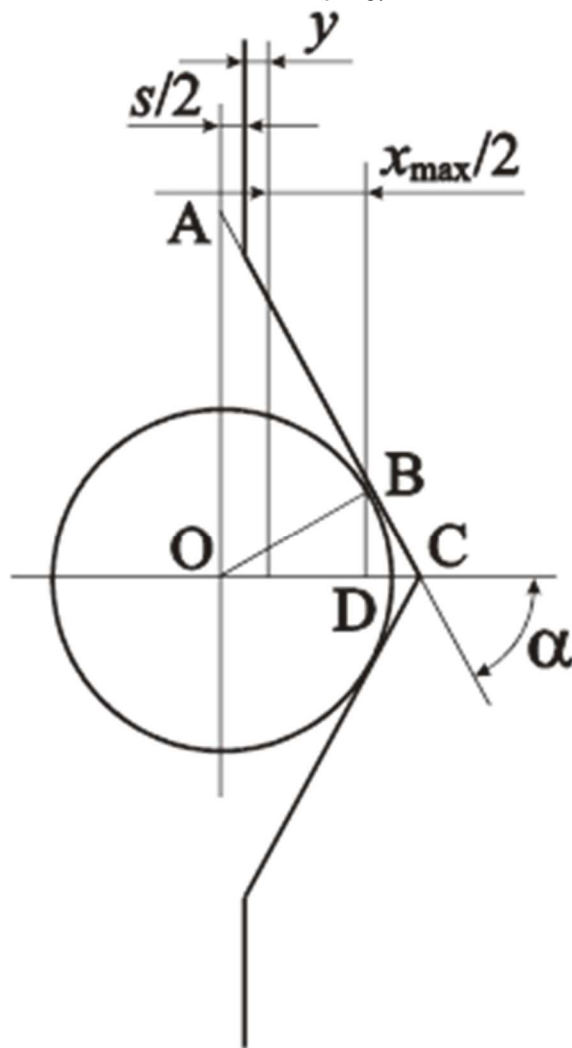


Рисунок 3. Расчетная схема

С другой стороны, необходимая глубина гнезда должна определяться с учетом перемещения x_i . Используя данный подход, из треугольника ВОД находим:

$$OD = r_{ш} \sin \alpha.$$

Отрезок CD равен, с учетом формулы (19):

$$CD = OC - OD = r_{ш} \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha. \quad (21)$$

Учитывая удвоенное перемещение

упорной втулки 9 (относительно втулки 6), находим, с учетом формулы (21) при максимальном осевом перемещении x_{\max} :

$$h_2 = CD + \frac{x_{\max}}{2} + y = r_{\text{ш}} \cos \alpha \operatorname{ctg} \alpha_i + \frac{x_{\max}}{2} + y, \quad (22)$$

где y – расстояние между крайней левой точкой контакта тела качения 8 и боковой стенки гнезда и торцом упорной втулки 9, измеренное вдоль оси втулки и гарантирующее исключение выхода тела качения из гнезда.

Приравнивая друг другу правые части соотношений (20) и (22), получаем уравнение, решая которое, находим:

$$r_{\text{ш}} = \frac{x_{\max} + s + 2y}{2 \sin \alpha}. \quad (23)$$

Значение осевого перемещения x_{\max} можно определить по формуле (16) при значении коэффициента трения $f_i = f_{\max}$. Значение угла α определяется при известном значении КУ C по следующей формуле:

$$\alpha = \arctg C \frac{r}{R_{\text{ср}}}. \quad (24)$$

Значения s и y принимаются равными друг другу и составляют $s = y = 2 \dots 3$ мм.

Для уменьшения осевых габаритных размеров муфты необходимо стремиться к уменьшению диаметра тел качения 8. В формуле (23) параметры x_{\max} и $\sin \alpha$ зависят от значения КУ C , согласно соотношениям (16) и (24). Исследование влияния значения КУ C на радиус тела качения $r_{\text{ш}}$

Найденное значение $r_{\text{ш}}$ должно быть проверено по критерию контактного давления между телами качения 8 и боковыми стенками гнезд по следующей формуле:

$$F_N = z F_{\text{пл}} R_{\text{ср}} f_{\max} \frac{c_2 + (1 + z C f_{\min}) - 2 z R_{\text{ср}} c_1 f_{\min} f_1 / d}{[(1 + z C f_{\max}) c_1 + c_2 - 2 z R_{\text{ср}} c_1 f_{\max} f_1 / d] n r \cos \alpha} \leq [F_N],$$

где $[F_N]$ – допустимая нормальная сила в зоне контакта между телами качения 8 и боковыми стенками гнезд [13]; n – число тел качения 8.

Механизм косвенного регулирования АФМ играет положительную роль в качестве демпфера крутильных колебаний при срабатывании муфты. Действительно, в

аналитическим способом затруднительно, поэтому воспользуемся для решения этой задачи графическим способом.

График функции $r_{\text{ш}}(C)$ построен по формуле (23) и показан на рис. 4 (кривая 1). При построении графика приняты те же исходные данные, что и при построении кривой 1 на рис. 3.

На рисунке 4 также показан график функции $x_{\max}(C)$ (кривая 2).

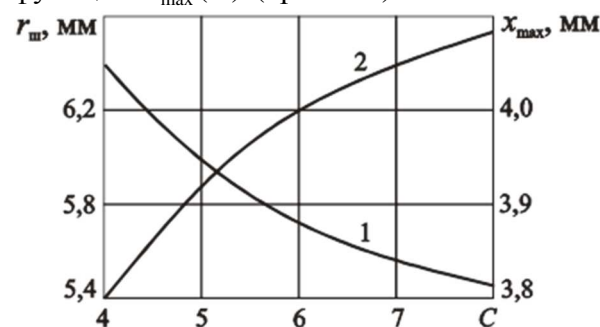


Рисунок 4. Зависимости радиуса тела качения и осевого перемещения упорной втулки 9 от КУ

Графики показывают, что увеличение КУ C приводит к уменьшению радиуса тела качения 8 и к увеличению осевого перемещения упорной втулки 9. Изменение соотношения значений КУ C и $r_{\text{ш}}$ объясняется уменьшением глубины гнезда h_1 с увеличением угла α , т. е. КУ C , согласно формуле (20) [12]. Одновременно с этим возрастает значение осевого перемещения x_{\max} упорной втулки 9, однако, как показал анализ, значение члена $\sin \alpha$ возрастает быстрее. Увеличение x_{\max} с ростом значения КУ C связано с увеличением распорной силы.

начальный период буксования муфты происходит уменьшение значения коэффициента трения, момента сил трения фрикционной группы и, следовательно, величины распорной силы УУ.

Осевое равновесие упорной втулки 9 при этом нарушается, и она начинает совершать осевые колебательные движения в соответствии с колебаниями значения распорной силы. Демпфером колебаний в данном случае является шпоночное соединение между упорной втулкой 9 и полумуфтой 1, трение в котором будет гасить часть энергии пружин, затрачиваемой на движение втулки 9 [14, 15].

Обсуждение и результаты

Введение в конструкцию АФМ первого поколения механизма косвенного регулирования и изменение схемы кинематической связи пар трения фрикционной группы с ведущей полумуфтой существенно повышает номинальную нагрузочную способность и точность срабатывания муфты по сравнению с муфтой-аналогом – базовым вариантом АФМ первого поколения.

В основном, повышение точности срабатывания АФМ первого поколения с косвенным регулированием обусловлено отсутствием принципиального ограничения максимального значения КУ обратной связи.

В отличие от базового варианта АФМ первого поколения, точность срабатывания АФМ первого поколения с косвенным регулированием можно регулировать не только за счет изменения значения КУ, но и коэффициента осевой жесткости замыкающей пружины.

Результаты исследования могут быть использованы при расчетах и проектировании адаптивной фрикционной муфты первого поколения с косвенным регулированием для определения значений параметров, обеспечивающих наилучшие показатели муфты при ее эксплуатации.

Выводы

1. Введение косвенного регулирования в АФМ с отрицательной обратной связью позволяет значительно повысить номинальную нагрузочную способность и уменьшить уровень крутильных колебаний в приводе машины за счет демпфирования энергии упругих элементов муфты при ее срабатывании.

2. Отсутствует принципиальное ограничение максимального значения КУ, связанное с его влиянием на значение номинального вращающего момента, что позволяет повысить точность срабатывания АФМ.
3. На точность срабатывания АФМ первого поколения с косвенным регулированием оказывает влияние значение коэффициента осевой жесткости замыкающей пружины.
4. Значение диаметра тел качения УУ обратной связи функционально зависит от КУ и уменьшается с его увеличением.

Библиографический список

1. Шишкарев М.П., Гавриленко М.Д. Определение величины коэффициента усиления адаптивных фрикционных муфт с положительной обратной связью // Известия ОрелГТУ, серия «Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии», 2011. – № 6 – 3 (290). – С. 123–127.
2. Шишкарев М.П., Чан Ван Дык. Обоснование наибольшей точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2015. – № 11. – С. 20–26.
3. Шишкарев М.П. Точность срабатывания адаптивных фрикционных муфт 1-го поколения с дифференцированными парами трения (ч. 2) // Известия ОрелГТУ. – 2008. – № 3-2/271 (546). – С. 67–71.
4. Тепинкичиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузки станков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1968. – 112 с.
5. Шишкарев М.П. Оптимальный способ настройки предохранительных фрикционных муфт // Вестн. машиностроения. – 2006. – № 3. – С. 16–19.
6. Зельцерман И.М. и др. Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин / И.М. Зельцерман, Д.М. Каминский, А.Д. Оношко. – М.: Машиностроение, 1965. – 238 с.
7. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1974. – 352 с.

8. Шишкарёв М.П. Влияние величины коэффициента усиления на массу адаптивных фрикционных муфт // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2017. – № 2. – С. 88–93.
9. Запорожченко Р.М. О характеристиках предохранительных фрикционных муфт повышенной точности срабатывания // Изв. вузов. Машиностроение. – 1971. – № 1. – С. 48–52.
10. Шишкарёв М.П. Повышение надёжности адаптивных фрикционных муфт 1-го поколения // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2008. – № 4. – С. 6–9.
11. Запорожченко Р.М. Оптимальные характеристики предохранительных фрикционных муфт повышенной точности срабатывания // Изв. вузов. Машиностроение. – 1972. – № 7. – С. 32–36.
12. Запорожченко Р.М. Оптимальные параметры фрикционной предохранительной муфты // Изв. вузов. Машиностроение. – 1974. – № 5. – С. 21–27.
13. Кравчук С.В. Универсальные предохранительные муфты // Приводная техника. – 1998. – № 6. – С. 38–40.
14. Кудинов В.А. О скачке силы трения при переходе от покоя к скольжению // СТИН. – 1993. – № 6. – С. 2–6.
15. Марюта А.Н. Фрикционные колебания в механических системах. – М.: Недра, 1993.–240 с.

Information about the paper in English

M.P. Shishkarev

Don State Technical University (DSTU)

Rostov-on-Don, Russia

E-mail: shishkarevm@mail.ru

Received 25.03.2022

SYNTHESIS AND ANALYSIS OF ADAPTIVE FRICTION COUPLINGS OF THE FIRST GENERATION WITH INDIRECT CONTROL

Abstract

It is shown that indirect control introduced in an adaptive friction coupling with negative feedback contributes to a significant increase in the rated load capacity and a decrease in the level of torsional oscillations in the machine drive due to damping of energy of elastic elements of the coupling during its actuation. It is established that there is no fundamental limitation of the maximum value of the amplification factor associated with its influence on the nominal torque value, which contributes to higher accuracy of the coupling actuation.

Keywords: adaptive friction coupling, negative feedback, indirect control, control device, amplification factor.