

УДК 621.838.222

М. П. Шишкарев, д-р техн. наук, доцент

Донской государственной технической университет, Российская Федерация

Тел.: 8 (908) 1933393; E-mail: shishkarev_m_p@mail.ru

СИНТЕЗ АДАПТИВНОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ ПЕРВОГО ПОКОЛЕНИЯ С КОСВЕННЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

В статье приведены результаты исследования адаптивной фрикционной муфты первого поколения с косвенным регулированием. Косвенное регулирование в муфте позволило значительно повысить ее 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 номинальный вращающий момент, что позволяет повысить точность срабатывания муфты.

Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, косвенное регулирование, коэффициент усиления, номинальный вращающий момент, точность срабатывания, коэффициент трения.

М. P. Shishkarev

SYNTHESIS OF THE ADAPTIVE FRICTION COUPLING OF THE FIRST GENERATIONS WITH INDIRECT REGULATION

The article presents the results of the study of the adaptive friction clutch of the first generation with indirect control. Indirect control in the coupling allowed to significantly increase its rated load capacity and reduce the level of torsional vibrations in the machine drive due to damping the energy of the elastic elements of the coupling when it is triggered. It is established that there is no fundamental limitation of the maximum value of the gain associated with its effect on the rated torque, which allows to increase the accuracy of the clutch operation.

Keywords: adaptive friction clutch, indirect control, gain factor, rated torque, actuation accuracy, coefficient of friction.

1. 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.

Цель исследования: Установление зависимостей номинального вращающего момента и коэффициента точности от коэффициента трения и параметров УУ обратной связи.

Задачи исследования: 1. Разработка принципиальной схемы АФМ первого поколения с косвенным регулированием. 2. Оценка технико-эксплуатационных характеристик АФМ. 3. Оценка влияния характеристики замыкающей пружины на точность срабатывания АФМ.

2. Основное содержание и результаты работы

Оценим возможность и эффективность применения принципа косвенного регулирования в АФМ первого поколения [3], которые оснащаются одноконтурной отрицательной обратной связью. Оценка эффективности указанного принципа будем производить по основным технико-эксплуатационным характеристикам АФМ – номинальной нагрузочной способности и точности срабатывания [4].

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

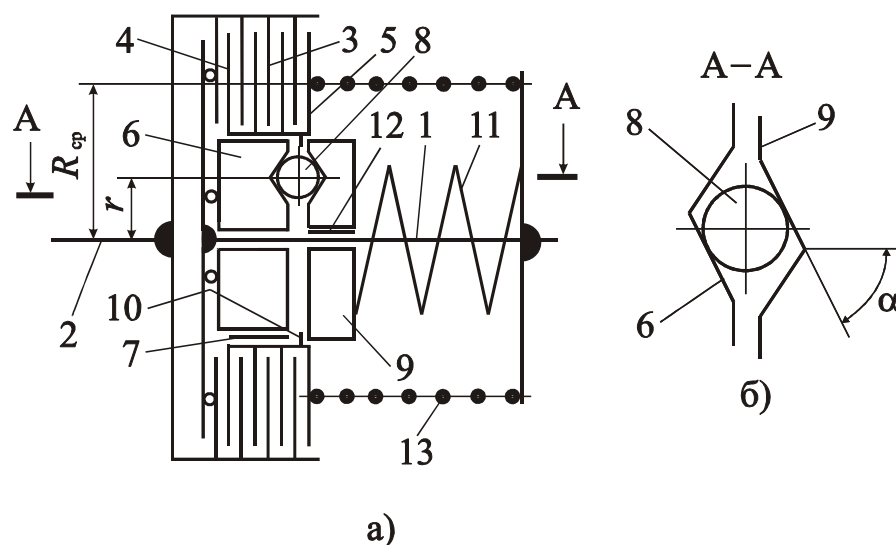


Рисунок 1. Принципиальная схема АФМ первого поколения с косвенным регулированием

УУ отрицательной обратной связи АФМ состоит из тел качения 8, которые размещены в гнездах со скошенными боковыми стенкам, 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 полу-муфтой 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, 6, 7] для повышения нагрузочной способности муфты УУ не должно функционировать при передаче вращающего момента, равного 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.

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

- сила натяжения F_{n1} пружины 13;
- сила натяжения F_{n2} 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:

$$F_{n1} + F_p - F_{n2} - F_{тр} = 0. \tag{1}$$

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 (рис. 1, б); r – радиус окружности, на которой расположены тела качения 8.

Значение силы трения $F_{\text{тр}}$ определяется по соотношению [8]:

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

где f_1 – коэффициент трения между упорной втулкой 9 и направляющей шпонкой 12 ($f_1 = \text{const}$ [8]); d – диаметр ступицы полумуфты 1 в месте сопряжения ее с упорной втулкой 9.

Значение вращающего момента T_n определяется по формуле:

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

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:

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

где C – коэффициент усиления (КУ) обратной связи:

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

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 рис. 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:

$$F_{n1} - c_1 x_i + F_{pi} - F_{n2} - c_2 x_i - F_{\text{tpi}} = 0, \quad (6)$$

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

единении.

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 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 в виде

$$T_i = zR_{cp} f_i (F_{n1} - c_1 x_i). \quad (9)$$

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

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

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

$$T_i = zR_{cp} f_i \frac{F_{n1}c_2 + F_{n2}c_1}{(1 + zCf_i)c_1 + c_2 - 2zR_{cp}c_1 f_i f_1 / d}. \quad (11)$$

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 неравенству, 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:

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

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:

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

Значение коэффициента точности АФМ определяется по следующей формуле:

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

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 K_T при увеличении коэффициента осевой жесткости c_1 в 2 раза составляет, в среднем, 1,03, то-

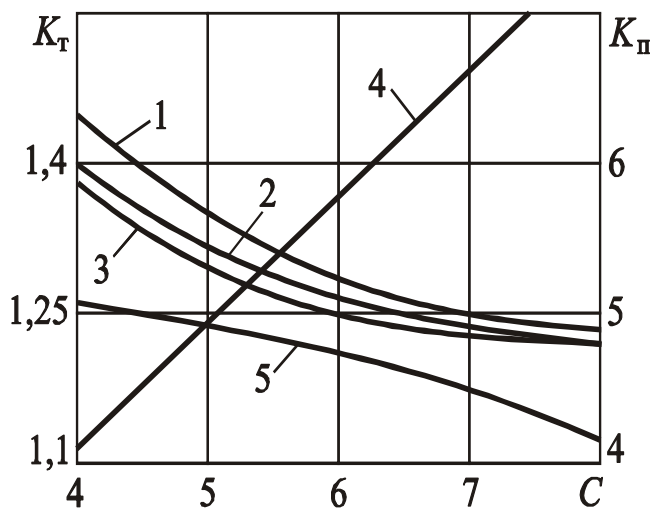


Рисунок 2. Зависимости коэффициента точности и коэффициента повышения номинальной нагрузочной способности АФМ от КУ

гда как при таком же увеличении КУ – в среднем 1,18.

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:

$$K_{\pi} = \frac{T_{\min 1}}{T_{\min}} = 1 + zCf_{\min} .$$

В последней формуле T_{\min} и $T_{\min 1}$ – 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_{τ} , 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_{π} . Масса муфты увеличивается практически прямо пропорционально силе натяжения пружины [9, 10], поэтому данный способ повышения номинальной нагрузочной способности АФМ нерационален.

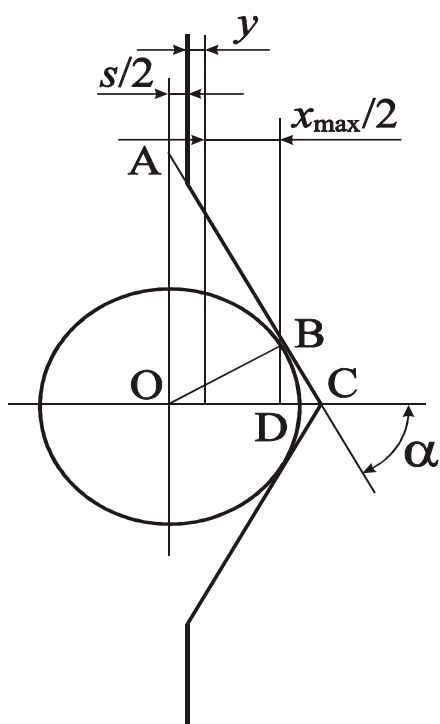


Рисунок 3. Расчетная схема

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

Кроме того, точность срабатывания исследуемой АФМ может быть повышена за счет увеличения КУ, т. к. оно 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:

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

Обратимся к рис. 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

$$AB = r_{ш} \operatorname{tg} \alpha, \quad (18)$$

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, взаимобращенные торцевые поверхности втулок 6 и 9 располагаются на расстоянии s один от другого, глубина гнезда под тело качения 8, с учетом формулы (19), равна

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

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 СД равен, с учетом формулы (19)

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

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

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

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

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

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:

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

Значения параметров s и y принимаются равными $s = y = 2 \dots 3$ мм.

Для уменьшения осевых габаритных размеров муфты необходимо стремиться к уменьшению диаметра тел качения 8. В формуле (23) значения параметров x_{\max} и $\sin \alpha$

зависят от значения КУ C , согласно соотношениям (16) и (24). Исследование влияния величины КУ C на радиус тела качения $r_{ш}$ аналитическим способом затруднительно, поэтому воспользуемся для решения этой задачи графическим способом.

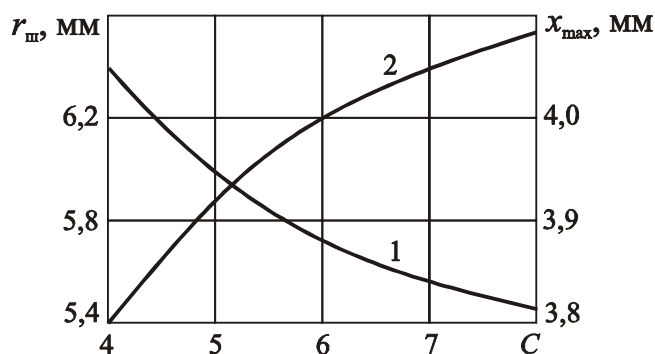


Рисунок 4. Зависимости радиуса тела качения и осевого перемещения упорной втулки 9 от КУ

Изменение соотношения значений КУ C и $r_{ш}$ объясняется уменьшением глубины гнезда h_1 с увеличением угла α , т. е. КУ C , согласно формуле (20). Одновременно с этим возрастает значение осевого перемещения x_{max} упорной втулки 9, однако, как показал анализ, значение члена $\sin\alpha$ возрастает быстрее. Увеличение перемещения x_{max} с ростом КУ C связано с увеличением распорной силы.

Найденное значение $r_{ш}$ должна быть проверена по критерию контактного давления между телами качения 8 и боковыми стенками гнезд по следующей формуле:

$$F_n = zF_{н1}R_{cp}f_{max} \frac{c_2 + (1 + zCf_{min}) - 2zR_{cp}c_1f_{min}f_1 / d}{[(1 + zCf_{max})c_1 + c_2 - 2zR_{cp}c_1f_{max}f_1 / d]nr \cos \alpha} \leq [F_n],$$

где $[F_n]$ – допустимая нормальная сила в зоне контакта между телами качения 8 и боковыми стенками гнезд [11]; n – число тел качения 8.

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

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.

Заключение

Таким образом, выполненные исследования позволили реализовать следующее:

1. 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

2. Отсутствие принципиального ограничения максимального значения КУ, связанное с его влиянием на значение номинального вращающего момента, повышение точности срабатывания АФМ.

3. 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.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Шишкарёв, М. П. Оптимизация компоновочного решения базового варианта адаптивной фрикционной муфты второго поколения / М. П. Шишкарёв // Вестник машиностроения. – 2006. – № 6. – С. 7–10.

2. Шишкарёв, М. П. Уровень перегрузки при срабатывании адаптивных фрикционных муфт / М. П. Шишкарёв // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 2. – С. 42–44.

3. Шишкарёв, М. П. Точность срабатывания адаптивных фрикционных муфт 1-го поколения с дифференцированными парами трения; ч. 2. / М. П. Шишкарёв // Известия ОрелГТУ. – 2008. – № 3-2/271 (546). – С. 67–71.

4. А. с. 1055915 СССР, МПК³ F 16 D 7/02, F 16 D 13/04. Предохранительная фрикционная муфта / М. П. Шишкарёв (СССР). – № 3475963/25–27; заявл. 28.07.82; опубл. 23.11.83, Бюл. № 43. – 6 с.: ил.

5. Шишкарёв, М. П. Анализ способов настройки предохранительных фрикционных муфт / М. П. Шишкарёв // Вестник машиностроения. – 2009. – № 8. – С. 29–32.

6. Шишкарёв, М. П. Оптимальный способ настройки предохранительных фрикционных муфт / М. П. Шишкарёв // Вестник машиностроения. – 2006. – № 3. – С. 16–19.

7. Шишкарёв, М. П. Влияние способа настройки адаптивной фрикционной муфты (базовый вариант) на ее предельную нагрузку / М. П. Шишкарёв // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2020. – № 12. – С. 552–557.

8. Шишкарёв, М. П. Исследование вариантов адаптивных фрикционных муфт второго поколения / М. П. Шишкарёв, Чан Ван Дык // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 9. – С. 42–45.

9. Шишкарёв, М. П. Влияние точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт на массу привода машины / М. П. Шишкарёв // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2008. – № 3. – С. 6–12.

10. Шишкарёв, М. П. Влияние величины коэффициента усиления на массу адаптивных фрикционных муфт / М. П. Шишкарёв // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2017. – № 2. – С. 88–93.

11. Шишкарёв, М. П. Анализ точности срабатывания адаптивной фрикционной муфты второго поколения / М. П. Шишкарёв // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2016. – № 5. – С. 33–38.

Поступила в редколлегию 05.01.2021 г.