



УДК 536.74

М.П. Шишкарёв
ФГБОУ ВО «Донской государственный
технический университет» (ДГТУ)
г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация
E-mail: shishkarevm@mail.ru
Дата поступления 11.11.2019

ВЛИЯНИЕ СПОСОБА НАСТРОЙКИ АДАПТИВНЫХ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ НА ВЕЛИЧИНУ ИЗМЕНЕНИЯ ПЕРЕДАВАЕМОЙ НАГРУЗКИ

Аннотация

Показано, что адаптивные фрикционные муфты, наряду с предохранительными функциями, выполняют функцию устройств, влияющих на долговечность деталей и узлов приводов машин. Установлено, что способ настройки адаптивной фрикционной муфты первого поколения с дифференцированными парами трения, основанный на учете минимального значения коэффициента трения, обеспечивает меньшую ширину поля рассеивания вращающего момента по сравнению со способом настройки, учитывающим среднее значение коэффициента трения. Рекомендовано для прогнозной оценки долговечности узлов и деталей приводов машин на практике в качестве нижнего граничного значения поля рассеивания вращающего момента принимать номинальный вращающий момент, соответствующий среднему значению коэффициента трения. Доказано, что способ настройки адаптивных фрикционных муфт с учетом минимального значения коэффициента трения является предпочтительным в контексте повышения долговечности узлов и деталей, принадлежащих защищаемой части привода машины.

Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, настройка, долговечность, поле рассеивания, коэффициент трения, коэффициент усиления.

Введение

Основным достоинством адаптивных фрикционных муфт (АФМ) является уменьшение рассеивания величины передаваемой нагрузки при случайных колебаниях значения коэффициента трения в условиях наступившей перегрузки [1, 2]. Благодаря этому точность срабатывания АФМ значительно выше, чем предохранительных фрикционных муфт обычной точности срабатывания [3].

В работе [4] показано, что, независимо от способа настройки АФМ, точность срабатывания муфт не изменяется. В количественном отношении точность срабатывания предохранительных муфт любого типа, в том числе АФМ, характеризуется коэффициентом точности, который вычисляется как отношение максимального значения вращающего момента к его минимальному значению [5].

Одинаковая точность срабатывания,

независимо от способа настройки АФМ, не дает, тем не менее, четкого представления о разности между максимальными и минимальными значениями вращающего момента. Между тем, данная характеристика предохранительных муфт представляется весьма важной, с точки зрения ее влияния на прочностные показатели деталей и узлов привода машины, защищаемых АФМ, по следующим соображениям.

Рассеивание значения коэффициента трения, которое носит случайный характер [6], вызывает колебания нагрузки, передаваемой АФМ в результате превышения номинальной нагрузки в приводе машины. Если рассматривать процесс работы машины в ретроспективе, то можно предположить, в качестве рабочей гипотезы, что колебания величины нагрузки в приводе машины носят циклический характер [7].

Частота нагружений будет зависеть от характера технологического процесса, вы-

полняемого машиной, нагрузок, действующих на ее рабочий орган, и других факторов. Следовательно, в данном случае имеет место циклическая усталость материалов деталей и узлов привода машины [8].

Значение механических напряжений, возникающих в деталях и узлах привода машины в результате действия циклических нагрузок, зависит не только от количества циклов нагружений, но и от амплитудных значений действующих нагрузок [9]. Следовательно, значение перегрузок, возникающих при срабатывании АФМ, непосредственно оказывает влияние на амплитудные значения циклических нагрузок и, в конечном счете, на прочность элементов привода машины.

На основании изложенного, **задачей исследования** является оптимизация способа настройки АФМ в контексте минимизации величины рассеивания нагрузок при ее срабатывании.

Основная часть

В качестве одной из составных частей предмета исследования выберем и рассмотрим АФМ первого поколения (базовый вариант) с дифференцированными парами трения [10], принципиальная схема которой показана на рис. 1.

Муфта содержит расположенные соосно одна относительно другой полумуфты 1 и 2, которые связаны между собой посредством пакета фрикционных дисков 3 и 4.

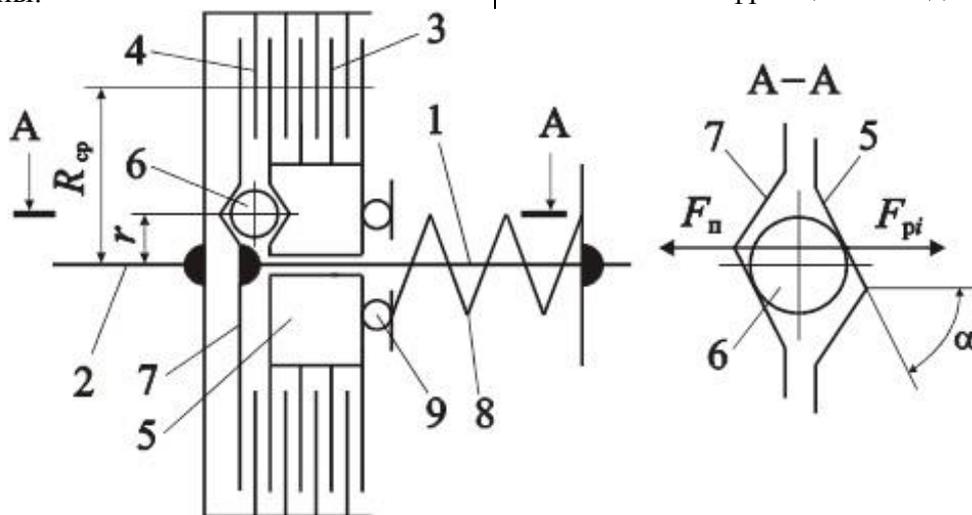


Рисунок 1. Принципиальная схема АФМ первого поколения (базовый вариант)

Диски 3 связаны со ступицей нажимного диска 5 с помощью соединения, позволяющего им свободно перемещаться в осевом направлении, например, специального шлицевого соединения, широко применяемого в предохранительных и сцепных фрикционных муфтах общего назначения [11].

Диски 4 аналогичным способом соединены с барабаном полумуфты 2.

Нажимной диск 5 лишен кинематической связи в окружном направлении со ступицей полумуфты 1, за исключением действующего на него во время работы муфты момента сил трения, который возникает, в основном, за счет силы тяжести нажимного диска (за исключением случая, когда ось вращения муфты расположена вертикально).

Управляющее устройство (УУ) отрицательной обратной связи выполнено в виде тел качения 6, которые размещены в аксиальных гнездах с наклонными боковыми стенками, выполненных на оппозитных торцевых поверхностях нажимного диска 5 и жестко закрепленного на ступице полумуфты 1 упорного диска 7 (см. рис. 1, сечение А-А).

Силовое замыкание пакета фрикционных дисков осуществляется при помощи пружины 8, которая поставлена в муфту с предварительным натяжением. Для уменьшения влияния трения между левым (рисунок 1) опорным витком пружины и нажимным диском на точностную характеристику муфты поставлен упорный подшипник 9.

Левый (на рисунке 1) фрикционный диск 4 непосредственно контактирует с

упорным диском 7, следовательно, часть полного вращающего момента АФМ передается от полумуфты 1 на полумуфту 2 указанной парой трения. Остальная часть полного вращающего момента АФМ передается дисками трения 3 и 4, которые воспринимают нагрузку от нажимного диска 5 через тела качения 6 (если полумуфта 1 ведущая).

Таким образом, конструктивно-компоновочная схема фрикционной группы муфты выполнена по типу «ведущая пара трения – ведомые пары трения», т. е. с так называемыми дифференцированными параметрами трения [12].

Рассмотрим два способа настройки АФМ:

– настройка с учетом минимального значения коэффициента трения [13];

– настройка с учетом среднего значения коэффициента трения [14].

Первый способ настройки. С учетом данных, полученных в работе [15], запишем выражения для вычисления минимального и максимального вращающих моментов АФМ:

$$T_{\min 1} = zF_{п1}R_{cp} \frac{f_{\min}}{1+(z-1)Cf_{\min}}, \quad (1)$$

$$T_{\max 1} = zF_{п1}R_{cp} \frac{f_{\max}}{1+(z-1)Cf_{\max}}, \quad (2)$$

где z – число пар поверхностей трения фрикционной группы муфты; $F_{п1}$ – сила натяжения замыкающей пружины 8, установленная для данного способа настройки АФМ; R_{cp} – средний радиус поверхностей трения фрикционных дисков 3 и 4; f_{\min} – минимальный коэффициент трения; f_{\max} – максимальный коэффициент трения; C – коэффициент усиления (КУ) обратной связи, вычисляемый по формуле:

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

α – угол скоса боковой стенки гнезда под тело качения 6 (см. рис. 1, сечение А-А); r – радиус окружности, на которой расположены тела качения 6 (см. рис. 1).

Второй способ настройки. Для данного способа настройки (с учетом среднего

значения коэффициента трения) выражения, аналогичные формулам (1) и (2), имеют следующий вид:

$$T_{\min 2} = z\beta_n F_{п2} R_{cp} \frac{f_{\min}}{1+(z-1)Cf_{\min}}, \quad (3)$$

$$T_{\max 2} = z\beta_n F_{п2} R_{cp} \frac{f_{\max}}{1+(z-1)Cf_{\max}}, \quad (4)$$

где β_n – коэффициент запаса, учитываемый при способе настройки АФМ по среднему значению коэффициента трения [12]; $F_{п2}$ – сила натяжения замыкающей пружины, установленная для рассматриваемого способа настройки АФМ.

Остальные обозначения параметров, входящих в выражения (3) и (4), приведены выше.

Для корректности сопоставления основных параметров рассматриваемых способов настройки АФМ примем равными друг другу номинальные вращающие моменты, задаваемые и устанавливаемые при настройке. При этом условии, согласно данным работы [14], для первого и второго способов настройки запишем соответственно следующие соотношения:

$$T_{н1} = T_{\min 1} = zF_{п1}R_{cp} \frac{f_{\min}}{1+(z-1)Cf_{\min}}, \quad (5)$$

$$T_{н2} = z\beta_n F_{п2} R_{cp} \frac{f_{cp}}{1+(z-1)Cf_{cp}}, \quad (6)$$

В формулах (5) и (6) приняты следующие обозначения: $T_{н1}$, $T_{н2}$ – номинальный вращающий момент АФМ соответственно для первого и второго способов настройки; f_{cp} – средний (расчетный) коэффициент трения для принятого сочетания материалов элементов пар трения.

В соответствии с изложенным выше должно выполняться равенство $T_{н1} = T_{н2}$, поэтому, с учетом соотношений (5) и (6), представим силу $F_{п1}$, устанавливаемую при первом способе настройки, через силу $F_{п2}$ для второго способа настройки. Для этого приравняем друг другу правые части соотношений (5) и (6), и на основе составленного равенства находим:

$$F_{п1} = F_{п2} \frac{f_{cp}[1+(z-1)Cf_{\min}]}{f_{\min}[1+(z-1)Cf_{cp}]}. \quad (7)$$

При выводе соотношения (7) опущен коэффициент запаса β_H , поскольку выражение (6) отражает так называемый «завышенный» номинальный вращающий момент АФМ за счет увеличения запаса сцепления пакета фрикционных дисков.

В действительности, реальной характеристикой номинальной нагрузочной способности муфты считается вращающий момент без учета коэффициента запаса β_H .

Подставляя правую часть соотношения (7) в выражение (5), получаем представление минимального вращающего момента АФМ (для первого способа настройки) через силу натяжения пружины (при втором способе настройки):

$$T_{\min 1} = zF_{п2}R_{cp} \frac{f_{cp}}{1 + (z-1)Cf_{cp}}. \quad (8)$$

Соотношение (8) сходно с выражением (6) для номинального вращающего момента АФМ (при втором способе настройки), за исключением коэффициента запаса β_H , содержащегося в выражении (6). Следовательно, значение вращающего момента $T_{\min 1}$ меньше значения вращающего момента $T_{п2}$ в β_H раз ($\beta_H > 1$).

В соответствии с изложенным выше, представление вращающего момента $T_{\max 1}$ через силу $F_{п2}$ запишем, с учетом соотношений (2) и (7), в следующем виде:

$$T_{\max 1} = zF_{п2}R_{cp} \times \frac{f_{cp}f_{\max}[1 + (z-1)Cf_{\min}]}{f_{\min}[1 + (z-1)Cf_{\max}][1 + (z-1)Cf_{cp}]} \quad (9)$$

Получив соотношения, отражающие граничные значения вращающих моментов (минимального и максимального) для обоих способов настройки АФМ, находим ширину поля срабатывания муфты:

– для первого способа настройки:

$$\Delta T_1 = T_{\max 1} - T_{\min 1} = zF_{п2}R_{cp} \times \frac{f_{cp}(f_{\max} - f_{\min})}{f_{\min}[1 + (z-1)Cf_{cp}][1 + (z-1)Cf_{\max}]} \quad (10)$$

– для второго способа настройки:

$$\Delta T_2 = T_{\max 2} - T_{\min 2} = zF_{п2}R_{cp} \times \frac{f_{\max} - f_{\min}}{[1 + (z-1)Cf_{\min}][1 + (z-1)Cf_{\max}]} \quad (11)$$

При выводе соотношений (10) и (11) использованы выражения (2), (3), (4) и (5).

Поскольку для повышения надежности передачи нагрузки при пониженных (относительно среднего коэффициента трения) значениях коэффициента трения в настоящее время рекомендуется применять первый способ настройки АФМ [13], предположим, что этот способ имеет преимущество по критерию, рассматриваемому в настоящей работе.

В этом случае справедливо неравенство $\Delta T_1 < \Delta T_2$ и, с учетом соотношений (10) и (11), находим, при каких значениях параметра z выполняется указанное неравенство:

$$z > \frac{1}{(\beta_H - 1)C} \left(\frac{1}{f_{\min}} - \frac{\beta_H}{f_{cp}} \right) + 1. \quad (12)$$

Анализ соотношения (12) показывает, что минимальное число пар трения АФМ обратно пропорционально значению КУ C . Для достижения максимальной точности срабатывания АФМ значение КУ C принимается также максимальным. Это значение вычисляется по следующей формуле, полученной в работе [16]:

$$C = \frac{1}{f_{\max}}.$$

Подставляя правую часть последней формулы в выражение (12), получаем:

$$z > \frac{f_{\max}}{(\beta_H - 1)} \left(\frac{1}{f_{\min}} - \frac{\beta_H}{f_{cp}} \right) + 1. \quad (13)$$

Из соотношения (13) следует, что значение параметра z увеличивается по мере уменьшения коэффициента запаса β_H . Это объясняется приближением друг к другу значений настроечных вращающих моментов для обоих способов настройки АФМ, поэтому для сохранения, поставленного выше условия ($\Delta T_1 < \Delta T_2$) требуется увеличение параметра z .

Теоретическое обоснование преимуществ первого способа настройки АФМ

Выше выявлена связь между значением рассеивания предельного вращающего момента АФМ и циклической прочно-

стью узлов и деталей привода машины, защищаемых предохранительной муфтой. Поскольку данное указание представлено в форме гипотезы, а в настоящей работе получено доказательство преимущества первого способа настройки АФМ по указанному критерию, необходимо теоретическое обоснование этого преимущества.

Граничные значения предельного вращающего момента, появляющиеся в результате неточной стабилизации нагрузки, передаваемой АФМ [17], имеют один знак – положительный, в связи с чем рассматривается асимметричный знакопостоянный цикл нагружения [7].

Для принятого режима нагружения запишем следующее соотношение [18]:

$$\tau_{limb}^{m_\tau} N_o = \tau^{m_\tau} N, \quad (14)$$

где $\tau_{limb}^{m_\tau}$ – предел выносливости материалов, из которых изготовлены узлы и детали защищаемой части привода машины; m_τ – показатель степени кривой усталости [7]; N_o – базовое число циклов напряжений и деформаций; τ – касательные напряжения, действующие в поперечных сечениях деталей; N – фактическое число циклов напряжений и деформаций.

Для использования соотношения (14) в дальнейшем исследовании будем учитывать следующие обстоятельства. Поскольку рассматривается вращательное движение, считаем, что в поперечном сечении деталей привода действуют только касательные напряжения и возникают тангенциальные деформации.

В соответствии с основным свойством кривой усталости соотношение (14) записано в форме равенства.

На основании свойства напряжений и деформаций, изменяющихся по асимметричному знакопостоянному циклу [7], в качестве параметра τ в соотношении (14) принимаем его среднее значение:

$$\tau_{cp} = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}, \quad (15)$$

где τ_{min} , τ_{max} – соответственно минимальное и максимальное значения касательных напряжений, действующих в произвольном сечении i -й детали привода.

Согласно известной из теории сопротивления материалов зависимости запишем:

$$\tau_{min} = \frac{T_{min}}{W_p}, \quad (16)$$

$$\tau_{max} = \frac{T_{max}}{W_p}, \quad (17)$$

где W_p – полярный момент сопротивления поперечного сечения детали.

Используя выражения (16) и (17) в соотношении (15), получаем:

$$\tau_{cp} = \frac{T_{min} + T_{max}}{2W_p}. \quad (18)$$

Подставляя выражение (18) в соотношение (14) получаем формулу для вычисления значения параметра N :

$$N = N_o \left(\frac{2\tau_{limb}W_p}{T_{min} + T_{max}} \right)^{m_\tau}. \quad (19)$$

Соотношение (19) дает общее представление о влиянии параметров T_{min} и T_{max} на общее число циклов нагружений до появления усталостных напряжений и деформаций. Однако, задачей исследования является, в частности, изучение влияния значения размаха колебаний вращающего момента при срабатывании АФМ на параметр N .

С этой целью преобразуем соотношение (19) и запишем его в следующем виде:

$$N = N_o \left(\frac{2\tau_{limb}W_p}{2T_{min} + \Delta T} \right)^{m_\tau}. \quad (20)$$

В соотношении (20) полагаем $T_{min} = const$. При фиксированном значении коэффициента трения f_{min} для выбранного сочетания материалов фрикционных пар это соответствует действительности.

Анализ соотношения (20) показывает, что с уменьшением прироста вращающего момента ΔT увеличивается параметр N , т.е. количество циклов напряжений и деформаций до наступления явления циклической усталости материала детали. Это косвенно указывает на повышение долговечности деталей привода машины.

Таким образом, первый способ настройки АФМ, который, как показано

выше, обеспечивает меньшее значение параметра ΔT , приводит к повышению долговечности узлов и деталей привода машины, защищаемых АФМ.

В практике эксплуатации машин чаще встречаются случаи рассеивания вращающего момента от его номинального значения до максимального, поскольку отклонения значения коэффициента трения в меньшую сторону значительно реже, чем в большую сторону [11]. Поэтому, если заменить в соотношении (20) параметр T_{\min} на параметр $T_{\text{ном}}$, соответствующий среднему значению коэффициента трения, то, согласно очевидному неравенству $T_{\min} < T_{\text{ном}}$, параметр N будет уменьшен.

Следовательно, при уменьшении амплитуды вращающего момента (от $T_{\text{ном}}$ до T_{\min}) происходит уменьшение количества циклов напряжений и деформаций, при превышении которого наступает вероятность разрушения деталей привода машины [12].

Наоборот, увеличение амплитуды вращающего момента приводит к увеличению параметра N .

График функции $N(\Delta T)$, построенный по соотношению (20), показан на рис. 2. Кривая *a* построена по следующим исходным данным: $\tau_{\text{limb}}=400$ МПа [12], $W_p=15 \cdot 10^{-6}$ м³, $T_{\min}=200$ Н·м, $m_t=6$ [10], $N_0=10^7$ [12].

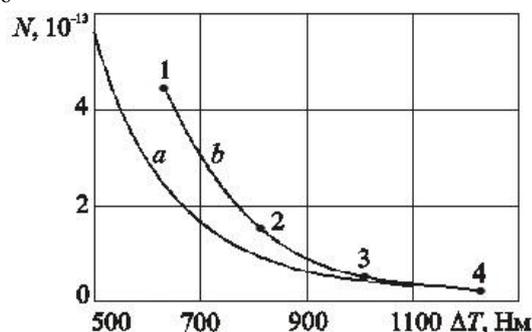


Рисунок 2. Зависимости количества циклов нагружений от прироста вращающего момента для первого и второго способов настройки АФМ

В соответствии с выражением (12) число пар трения АФМ составляет $z > 9,23$ при $\beta_H=1,25$, $C=1,6$, $f_{\min}=0,15$, $f_{\text{cp}}=0,33$.

Для исходного числа пар трения $z=12$ ширина поля рассеивания вращающего момента $\Delta T=500$ Н·м, для $z=15$ – $\Delta T=700$ Н·м, для $z=19$ – $\Delta T=900$ Н·м, для $z=22$ – $\Delta T=1100$ Н·м.

Значения ширины поля рассеивания вращающего момента ΔT указаны для первого способа настройки. Соответствующие им значения ширины поля рассеивания вращающего момента ΔT для второго способа настройки составили: 627 Н·м, 811 Н·м, 1008 Н·м, 1223 Н·м.

Значения параметра N , соответствующие найденным значениям ширины поля рассеивания вращающего момента ΔT (для второго способа настройки АФМ), отмечены на рис. 2 (кривая *b*) соответственно точками 1–4.

Данные графика показывают, что при различных значениях прироста вращающего момента ΔT параметр N принимает различные значения, уменьшаясь по мере увеличения в интервале изменения $\Delta T=0 \dots 21,54$ раза. Соответственно этому повышается долговечность привода и машины в целом.

Влияние величины размаха колебаний вращающего момента АФМ при ее срабатывании на значение параметра N показано на рис. 2 кривой 2. Кривая 2 построена при значении вращающего момента $T_{\text{cp}}=600$ Н·м (где T_{cp} – значение вращающего момента АФМ при среднем коэффициенте трения). Остальные исходные данные сохранены прежними.

Сопоставление кривых 1 и 2 показывает, что уменьшение размаха колебаний вращающего момента до границ интервала значений вращающего момента $T_{\text{cp}} \dots T_{\text{max}}$ приводит к соответствующему уменьшению количества циклов напряжений и деформаций, возникающих в поперечном сечении деталей привода. В количественном выражении данное уменьшение составляет, по отношению к исходному размаху колебаний, 1,3...1,44 (по граничным значениям кривой 2).

Указанный характер изменения значения параметра N объясняется, очевидно,

увеличением среднего значения касательных напряжений τ , действующих в поперечных сечениях деталей [12].

Необходимо отметить, что приведенные выше математические выкладки даны для деталей и узлов защищаемой АФМ части привода, которая располагается между приводным двигателем и муфтой.

Для определения долговечности деталей и узлов остальной, т. е. незащищаемой, части привода, расположенной между АФМ и рабочим органом машины, включая последний, необходимо все уровни действующих в приводе нагрузок в защищаемой части умножить на коэффициент пропорциональности, равный в данном случае коэффициенту динамичности привода [13].

Действительно, при достаточно протяженной кинематической цепи незащищаемой части привода и ограниченной скорости распространения ударной волны в направлении от рабочего органа к АФМ, возникающей в результате действия перегрузки, в определенный момент времени значение перегрузки в зоне АФМ будет неодинаковым.

В момент времени, соответствующий началу срабатывания АФМ, значение перегрузки в зоне расположения муфты в кинематической цепи привода будет принадлежать интервалу значений вращающего момента $T_{\min} \dots T_{\max}$ (в зависимости от текущего значения коэффициента трения).

Если рассматривать этот процесс в контексте способов настройки АФМ, то, ввиду того, что первый способ настройки обеспечивает не только меньшую ширину интервала рассеивания, ограничиваемого муфтой вращающего момента, но и меньшее значение максимальной перегрузки (см. выше), ширина интервала вращающих моментов на границах незащищаемой части привода будет больше, чем в случае применения второго способа настройки.

Таким образом, первый способ настройки АФМ более надежно действует в отношении незащищаемой части привода машины, поскольку в этом случае снижается среднее значение вращающего момента.

Вполне естественно, что, вследствие большего значения последнего напряжения

и деформации деталей, принадлежащих незащищаемой части привода, их долговечность должна быть меньше, чем долговечность деталей, относящихся в защищаемой части привода.

Количество циклов нагружений в защищаемой и незащищаемой частях привода, естественно, будет одинаковым.

Заключение

Установление факта влияния АФМ на долговечность деталей и узлов приводов машин позволило в результате исследования предложить способ настройки АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения, являющийся предпочтительным. Данным способом является способ настройки АФМ с учетом минимального значения коэффициента трения.

Результаты исследования позволяют заключить следующее:

- АФМ, наряду с предохранительными функциями, выполняют функцию устройств, влияющих на долговечность деталей и узлов приводов машин;
- способ настройки АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения влияет на ширину поля рассеивания вращающего момента при срабатывании муфты;
- способ настройки АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения, основанный на учете минимального значения коэффициента трения, обеспечивает меньшую ширину поля рассеивания вращающего момента по сравнению со способом настройки, учитывающим среднее значение коэффициента трения;
- при одинаковых значениях номинального вращающего момента для каждого из способов настройки АФМ значение вращающего момента, соответствующее середине поля рассеивания вращающего момента, меньше при способе настройки с учетом

- минимального значения коэффициента трения;
- указанное соотношение размеров полей рассеивания вращающего момента достигается при определенном минимальном числе пар трения, которое обратно пропорционально значению КУ обратной связи, а также зависит от триботехнических характеристик материалов пар трения;
 - число циклов напряжений и деформаций узлов и деталей привода машины зависит от минимального и максимального значений вращающего момента, ограничиваемых АФМ, уменьшаясь по мере их увеличения, как совместно, так и в отдельности;
 - число циклов напряжений и деформаций узлов и деталей привода зависит от ширины поля рассеивания вращающего момента, ограничиваемого АФМ;
 - для прогнозной оценки долговечности узлов и деталей приводов машин на практике в качестве нижнего граничного значения поля рассеивания вращающего момента следует принимать номинальный вращающий момент, соответствующий среднему значению коэффициента трения;
 - методика расчета и расчетная зависимость для определения количества циклов напряжений и деформаций узлов и деталей, принадлежащих части привода, не защищаемой АФМ, сохраняются прежними, однако, с учетом коэффициента динамичности привода;
 - способ настройки АФМ с учетом минимального значения коэффициента трения является предпочтительным также в контексте повышения долговечности узлов и деталей, принадлежащих защищаемой части привода машины;
 - результаты исследования могут быть использованы не только для выбора оптимального способа

настройки АФМ первого поколения, но и для прогнозных оценок долговечности деталей и узлов приводов машин, защищаемых АФМ.

Библиографический список

1. 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.
2. Шишкарев М.П. Уровень перегрузки при срабатывании адаптивных фрикционных муфт // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 2. – С. 42–44.
3. Шишкарев М.П. Условие высокой точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт // Тракторы и сельхозмашины. – 2011. – № 7. – С. 46–48.
4. Гавриленко М.Д. Определение параметров отрицательной обратной связи адаптивной фрикционной муфты // В сборнике: Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения. Сборник статей 11-й международной научно-практической конференции в рамках 21-й международной агропромышленной выставки «Интерагромаш – 2018». 2018. С. 97-101.
5. Гавриленко М.Д., Фокин А.Е. Исследование адаптивного фрикционного контакта 1-го поколения // В книге: Машиностроение. Сборник научных статей. ГОУ ВПО КубГТУ, ООО «Издательский Дом - Юг». Краснодар, 2009. С. 46-50.
6. Тепинкичиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузки станков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1968. – 112 с.
7. Гавриленко М.Д. Анализ точности срабатывания и направления совершенствования адаптивных фрикционных муфт // В сборнике: Состояние и перспективы развития агропромышленного комплекса. Сборник научных трудов XII Международной научно-практической конференции в рамках XXII

- Агропромышленного форума юга России и выставки «Интерагромаш». Донской государственный технический университет, Аграрный научный центр «Донской». Ростов-на-Дону, 2019. С. 545-549.
8. Бойко, Н.И., Гавриленко М.Д. Исследование точности срабатывания адаптивной фрикционной муфты в особом режиме нагружения // Интернет-журнал Науковедение. 2015. Т. 7. № 2 (27). С. 93.
 9. Есипенко Я.И. Паламаренко А.З., Афанасьев М.К. Муфты повышенной точности ограничения нагрузки. – Киев: Техніка, 1972. – 168 с.
 10. Запорожченко Р.М. О характеристиках предохранительных фрикционных муфт повышенной точности срабатывания // Изв. вузов. Машиностроение. – 1971. – № 1. – С. 48–52.
 11. Гавриленко М.Д. Анализ и задачи исследования применения положительной обратной связи в адаптивных фрикционных муфтах // В сборнике: Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения. Сборник статей 10-й Международной юбилейной научно-практической конференции в рамках 20-й Международной агропромышленной выставки «Интерагромаш-2017». 2017. С. 661-665.
 12. Дьяченко С.К., Киркач Н.Ф. Предохранительные муфты. – Киев: Гостехиздат УССР, 1962. – 122 с.
 13. Поляков В.С., Барбаш И.Д, Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1974. – 352 с.
 14. Соловьева К.В., Гавриленко М.Д. О применимости V-образных упругих элементов в адаптивных фрикционных муфтах с положительной обратной связью // В сборнике: Юбилейная конференция студентов и молодых ученых, посвященная 85-летию ДГТУ. Сборник докладов научно-технической конференции. Министерство образования и науки Российской Федерации, ФГБОУ ВПО «Донской государственный технический университет». 2015. С. 3614-3634.
 15. Крагельский И.В., Виноградова И.Э. Коэффициенты трения. – М.: Машгиз, 1962. – 220 с.
 16. Кухлинг Х. Справочник по физике: Пер. с нем. – М.: Мир, 1982. – 520 с.
 17. Жуков К.П., Гуревич, Ю.Е. Проектирование деталей и узлов машин. – М.: Изд-во «Станкин», 1999. – 615 с.
 18. Феодосьев В.И. Сопrotивление материалов: Учеб. для втузов. – 9-е изд., перераб. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 512 с.

Information about the paper in English

M.P. Shishkarev
 Don State Technical University
 Rostov-on-Don, the Russian Federation
 E-mail: shishkarevm@mail.ru
 Received 11.11.2019

IMPACT OF THE ADJUSTMENT MODE OF ADAPTIVE FRICTION COUPLINGS ON THE CHANGE IN TRANSMITTED LOAD

Abstract

It is shown that adaptive friction couplings perform safety functions, as well as functions of devices influencing life duration of machine drive parts and assemblies. It is found that adjustment of adaptive friction couplings of the first generation with differentiated friction couples subject to minimum friction coefficient ensures a narrower scatter band of rotation torque as compared to adjustment subject to average friction coefficient. To make a prediction for life duration of machine drive assemblies and parts in practice, it is recommended to take nominal rotation torque corresponding to average friction coefficient as a low threshold value of the scatter band of rotation torque. It is proved that a method of adjusting adaptive friction couplings subject to minimum friction coefficient is favorable in terms of increasing life duration of assemblies and parts attributed to machine drive parts to be protected.

Keywords: adaptive friction coupling, adjustment, life duration, scatter band, friction coefficient, gain factor.
