

УДК 621.838.222

М. П. Шишкарев, д-р техн. наук, доцент
Донской государственной технической университет, РФ
Тел.: 8 908 193 33 93; E-mail: shishkarev_m_p@mail.ru

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АДАПТИВНЫХ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ

В статье приведены результаты исследования перераспределения вращающего момента между парами трения в адаптивных фрикционных муфтах первого поколения с дифференцированными парами трения при передаче нагрузки, меньшей номинальной нагрузки.

Установлено, что муфта работает с запасом сцепления, большим установленного запаса сцепления, и способна кратковременно передать вращающий момент, больший, чем номинальный вращающий момент. Доказано, что при настроечном значении коэффициента трения многодисковый вариант адаптивной фрикционной муфты первого поколения с дифференцированными парами трения может работать только в адаптивном режиме.

Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, коэффициент запаса сцепления, дифференцированные пары трения, коэффициент усиления, коэффициент трения.

M. P. Shishkarev

OPERATIONAL CHARACTERISTICS ADAPTIVE FRICTION COUPLINGS

The article presents the results of a study of the redistribution of torque between friction pairs in adaptive friction clutches of the first generation with differentiated friction pairs when transferring a load smaller than the nominal load. It is established that the clutch operates with a clutch reserve greater than the established clutch reserve, and is capable of briefly transmitting a torque greater than the nominal torque. It is proved that with the adjusted value of the friction coefficient, the multi-disc version of the adaptive friction clutch of the first generation with differentiated friction pairs can only work in adaptive mode.

Keywords: adaptive friction clutch, clutch reserve coefficient, differentiated friction pairs, gain coefficient, friction coefficient.

1. Введение

В работах, посвященных исследованию и синтезу адаптивных фрикционных муфт (АФМ), например, в [1–3], величина настроечного вращающего момента муфт принимается равной номинальному вращающему моменту машины, поддержание которого необходимо для нормального хода технологического процесса даже при настройке АФМ с учетом минимального значения коэффициента трения между элементами фрикционных пар муфты [4], так как даже незначительное внешнее случайное возмущение, воздействующее на систему, приведет к срабатыванию муфты.

Цель исследования. Оценка технико-эксплуатационных показателей адаптивных фрикционных муфт с учетом коэффициента запаса сцепления.

Задачи исследования. 1. Оценка перераспределения внутренней нагрузки адаптивных фрикционных муфт с дифференцированными парами трения при передаче нагрузки, меньшей номинальной. 2. Оценка нагрузочной способности адаптивных фрикционных муфт в указанных эксплуатационных условиях. 3. Определение оптимального, по критериям нагрузочной способности и точности срабатывания, общего числа пар трения.

2. Основное содержание и результаты работы

Рассмотрим процесс формирования величины предельного вращающего момента АФМ при нормальном ходе технологического процесса, если настройка муфты про-

© Шишкарев М.П.; 2023

изведена с учетом коэффициента запаса сцепления [5]. Учет данного коэффициента при настройке АФМ позволяет снизить вероятность срабатываний муфты, которые не обусловлены значительными перегрузками, могущими привести к выходу из строя узлов и деталей привода машины, и повысить надежность ее работы.

Обозначим через T_m номинальный (рабочий) вращающий момент, действующий в машине, а через T_n – настроечный момент АФМ. Тогда можно записать:

$$T_n = \beta_n T_m, \tag{1}$$

где β_n – коэффициент запаса сцепления, принимаемый при настройке АФМ.

Обратимся в качестве примера к муфте Н.Д. Вернера, кинематическая схема которой показана на рис. 1, а. Передача вращающего момента между полумуфтами 1 и 2 осуществляется при помощи пакета фрикционных дисков 3 и 4, соединенных соответственно с полумуфтой 2 и с нажимным диском 5, который установлен свободно на ступице полумуфты 1.

Управляющее устройство состоит из тел качения (шариков) 6, размещенных в гнездах со скошенными боковыми стенками нажимного диска 5 и упорного диска 7 (рис. 1, б), который жестко закреплен на ступице полумуфты 1.

Силовое замыкание пар трения пакета фрикционных дисков осуществляется при помощи предварительно затянутой пружины 8, усилие которой передается на нажимной диск 5 через упорный подшипник.

При работе муфты передаваемый вращающий момент распределяется равномерно между парами трения, если $T_n = T_{m1}$ (где T_{m1} – предельный вращающий момент при срабатывании муфты).

Установим распределение вращающих моментов, передаваемых парой трения 3–7 и остальными парами трения, которые связаны с полумуфтой 2 и нажимным диском 5, в том случае, когда величина вращающего момента муфты равна номинальному вращающему моменту машины, т. е. $T_m \pm \Delta T_m$, считая отклонения номинального момента одинаковыми (рис. 2).

Вращающий момент ΔT_m определяет величину поля рассеивания момента T_m , допускаемую по условию нормального хода технологического процесса, выполняемого машиной [6].

Используя данное обстоятельство, представим ширину поля рассеивания вращающего момента T_m в следующем виде:

$$2\Delta T_m = pT_m,$$

или

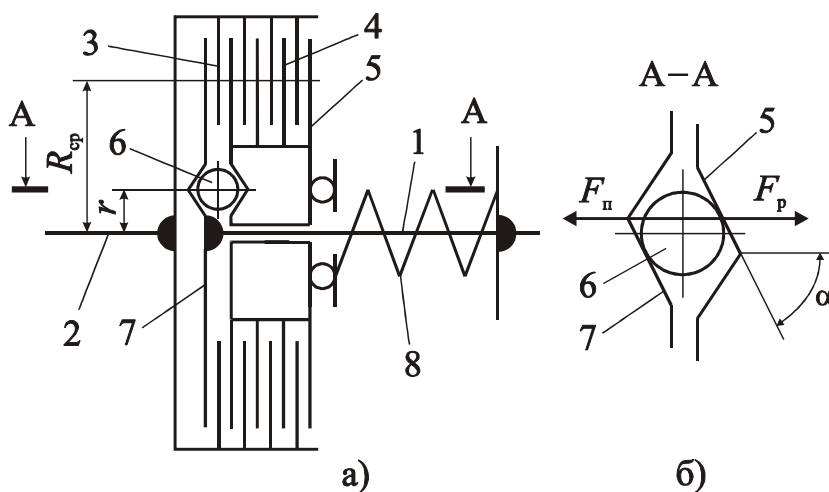


Рисунок 1. Принципиальная схема АФМ первого поколения (типа муфты Н.Д. Вернера)

$$\Delta T_m = p \frac{T_m}{2}, \tag{2}$$

где p – коэффициент; $p < 1$.

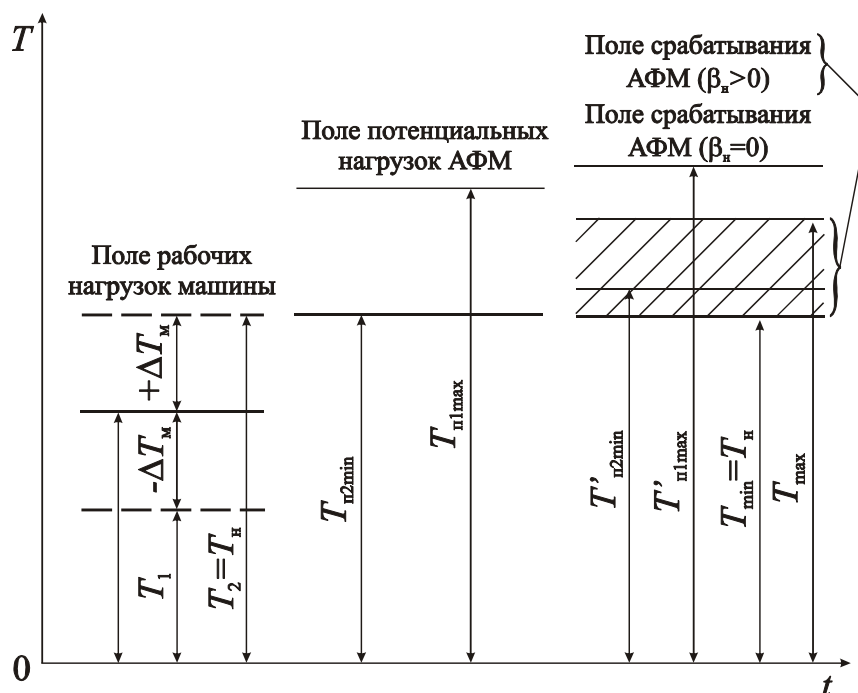


Рисунок 2. Поле рабочих нагрузок машины, поле потенциальных нагрузок и поля срабатывания АФМ при различных значениях коэффициента запаса

На основании равенства (2) формула для вычисления величины вращающего момента, соответствующего нижнему граничному значению поля рассеивания, имеет следующий вид:

$$T_1 = T_m - \Delta T_m = \frac{(2-p)T_m}{2}, \tag{3}$$

а величины вращающего момента, соответствующего верхнему граничному значению поля рассеивания, –

$$T_2 = T_m + \Delta T_m = \frac{(2+p)T_m}{2}. \tag{4}$$

В результате приложения к полумуфте 2 момента нагрузки $T_{mi} = (1 \mp 0,5p)T_m$ могут иметь место два независимые один от другого варианта, если:

- момент сил трения пары 3–7 равен моменту T_{mi} или превышает его;
- момент нагрузки T_{mi} больше, чем момент сил трения пары 3–7.

В первом варианте весь момент нагрузки T_{mi} будет передаваться парой трения 3–7. При этом тела качения 6 и остальные пары трения (кроме указанной) никакой нагрузки не передают, и муфта работает в неадаптивном режиме, который характеризуется выключением из работы устройства обратной связи.

Первый вариант реализуется при выполнении следующего условия:

$$T_1 \geq T_m, \tag{5}$$

где T_1 – момент сил трения пары 3–7.

На данной стадии исследования учитывается номинальный вращающий момент машины T_m .

При выключенном из работы устройстве обратной связи величина момента T_1 вычисляется по формуле:

$$T_1 = F_n R_{cp} f_i, \quad (6)$$

где F_n – сила натяжения пружины 8 (рис. 1, а); R_{cp} – средний радиус поверхностей трения фрикционных дисков 3 и 4; f_i – текущее значение коэффициента трения.

Величина настроечного вращающего момента АФМ определяется по формуле [1]

$$T_n = z \beta_n F_n R_{cp} \frac{f}{1 + (z-1)Cf}, \quad (7)$$

где z – общее число пар трения АФМ; C – коэффициент усиления (КУ) устройства обратной связи:

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

α – угол скоса боковой стенки гнезда УУ (рис. 1, б); r – радиус окружности, на которой расположены тела качения УУ (рис. 1, а); f – настроечное значение коэффициента трения.

Подставляя правые части соотношений (6) и (7) (с учетом равенства (1)) в выражение (5) и принимая $f_i = f$, находим множество решений составленного неравенства

$$z \in \left(1; \frac{f_{\max} + f}{f_{\max}} \right). \quad (8)$$

Множество решений (8) включает граничные значения найденной области и получено с использованием известного из работы [6] ограничения величины КУ в виде

$$C \leq \frac{1}{(z-1)f_{\max}}.$$

Здесь и выше f_{\max} – максимальный коэффициент трения.

Анализ множества решений (8) показывает, что реализация условия (5) (посредством назначения определенной величины параметра z) зависит от текущего значения коэффициента трения f_i . Принимая $f_i = f_{\max}$, получаем, на основе множества решений (8), что $1 \leq z \leq 2$. При меньшем текущем значении коэффициента трения, в частности, при $f_i = f_{cp} = 0,3$ (f_{cp} – среднее (расчетное) значение коэффициента трения, $f_{cp} = 0,3$ – для пары трения «сталь – асбофрикционный материал») и при $f_{\max} = 0,8$ реально может быть принято $z = 1$. Это единственное реальное целочисленное значение должно быть принято, т. к. величина коэффициента трения непостоянная.

Поскольку найденное значение соответствует нижнему граничному значению множества решений (8), условие (5) принимает форму равенства.

Таким образом, первый вариант может быть реализован при единственном значении $z = 1$ только при условии справедливости равенства $T_1 = T_m$ и в номинальном режиме работы машины АФМ передает вращающий момент, равный T_m .

Для исследования второго варианта, а также режима работы при $T_{mi} > T_m$ в первом варианте, объединим правые части равенств (3) и (4), полагая при этом, что $p_i = \text{var} = 0 \dots p$. Благодаря этому можно при исследовании учесть весь интервал вероятных номинальных нагрузок машины.

Если $T_1 < T_{mi}$, то пара трения 3–7 не может передать номинальный вращающий момент машины $T_{mi} \geq T_m$ и часть вращающего момента, равная $\Delta T_{mi} = T_{mi} - T_1$, будет передаваться остальными парами трения посредством тел качения 6.

В результате этого возникает распорная сила между телами качения и боковыми стенками гнезд и происходит перераспределение нагрузки между парой трения 3–7 и остальными парами трения.

Поскольку после перераспределения нагрузки момент сил трения в каждой паре трения будет одинаков, для принципиальной схемы АФМ (см. рис. 1, а) запишем, с учетом соотношения (1)

$$F_p = \frac{(z-1)(2\mp p)T_n}{2z\beta_n r} \text{tg}\alpha, \tag{9}$$

где F_p – распорная сила, действующая между телами качения и боковыми стенками гнезд.

Величина вращающего момента АФМ, с учетом соотношения (9), вычисляется по формуле

$$T_n = zR_{cp}f_i(F_n - F_p) = zR_{cp}f_i \frac{2\beta_n + (z-1)[2\beta_n - (2\mp p)]Cf}{2\beta_n[1+(z-1)Cf]}. \tag{10}$$

По условиям эксплуатации машины ее наибольший номинальный вращающий момент T_2 не должен превышать настроечный момент муфты. Примем $T_2 = T_n$, тогда, с учетом соотношения (4), получаем:

$$p = 2(\beta_n - 1). \tag{11}$$

Соответственно этому нижнее предельное значение номинального вращающего момента машины вычисляется по следующей формуле:

$$T_1 = zF_n R_{cp} f_i \frac{2 - \beta_n}{\beta_n [1 + (z - 1) Cf]}. \tag{12}$$

Вращающий момент T_n , величина которого определяется по соотношению (10), представляет собой потенциальное значение вращающего момента, который при номинальной нагрузке машины может передать АФМ. Как следует из сравнения правых частей соотношений (7) и (10), справедливо неравенство $T_n > T_n$, кроме значения вращающего момента T_2 .

Очевидно, что справедливым также является неравенство $T_n > T_m$.

Значение вращающего момента T_n , соответствующее нижней границе поля рассеивания номинального вращающего момента машины, можно определить, подставляя в формулу (10) представление коэффициента p через коэффициент запаса β_n . Имеем:

$$T_{n1} = zF_n R_{cp} f_i \frac{\beta_n + 2(z-1)(\beta_n - 1)Cf}{\beta_n [1 + (z-1)Cf]}. \tag{13}$$

Сопоставление правых частей соотношений (12) и (13) показывает, что $T_{n1} > T_1$. Очевидно, что и $T_{n1} > T_n$, это следует из сравнения правых частей соотношений (7) и (13).

Таким образом, при нагружении АФМ вращающим моментом, величина которого принадлежит полю рассеивания номинального вращающего момента машины T_{mi} , кроме верхнего граничного значения, муфта способна потенциально передать вращающий момент, больший, чем ее настроечный момент.

Исследование поведения системы при наступлении перегрузки в машине выполним на основе анализа распределения нагрузки между парами трения АФМ в начальный период времени прироста вращающего момента ΔT .

Поскольку в муфте действует распорная сила, определим разность между величинами номинального вращающего момента машины T_{mi} и предельным потенциальным моментом сил трения пары 3–7:

$$\Delta T_n = T_{mi} - T_{3-7} = \frac{F_n R_{cp}}{2\beta_n [1 + (z-1)Cf]} \{ (2\mp p)[z + (z-1)Cf_i]f - 2\beta_n f_i [1 + (z-1)Cf] \}. \quad (14)$$

Разность в фигурных скобках соотношения (14) зависит от текущего значения коэффициента трения и будет положительной, если выполняется следующее условие:

$$f_i < \frac{(2\mp p)zf}{2\beta_n [1 + (z-1)Cf] - (2\mp p)(z-1)Cf}. \quad (15)$$

Поскольку представляет интерес соотношение между величиной настроечного вращающего момента АФМ и величиной ее практического вращающего момента при срабатывании после приложения дополнительной нагрузки, представим прирост вращающего момента ΔT в виде

$$\Delta T = T_n - T_{mi},$$

или, с учетом соотношений (1), (3) и (4), –

$$\Delta T = \frac{2\beta_n - (2\mp p)}{2\beta_n} T_n. \quad (16)$$

При выполнении неравенства (15) величина вращающего момента, передаваемого парами трения, которые связаны с нажимным диском 5, определится в результате суммирования величин вращающих моментов по соотношениям (14) и (16), т. е.

$$\Delta T_n + \Delta T = \frac{F_n R_{cp}}{2\beta_n [1 + (z-1)Cf]} \{ (z-1)Cff_i [(2\mp p) - 2\beta_n] + 2\beta_n (zf - f_i) \}. \quad (17)$$

Формула (17) получена с учетом соотношения (7).

Аналогично соотношению (9), величина распорной силы на телах качения УУ в рассматриваемом случае составляет, с учетом формулы (17):

$$F_p' = \frac{\Delta T_n + \Delta T}{r} \operatorname{tg} \alpha = \frac{F_n C}{2\beta_n [1 + (z-1)Cf]} \{ (z-1)Cff_i [(2\mp p) - 2\beta_n] + 2\beta_n (zf - f_i) \}.$$

Подставляя представление F_p' в уравнение вида

$$T_n' = zR_{cp} f_i (F_n - F_p'),$$

получаем

$$T_n' = zF_n R_{cp} f_i \frac{2\beta_n [1 + (z-1)Cf] + (z-1)Cff_i [2\beta_n - (2\mp p)] - 2\beta_n C(zf - f_i)}{2\beta_n [1 + (z-1)Cf]}. \quad (18)$$

Необходимо отметить, что формула (18) показывает максимальную перегрузку при работе АФМ в адаптивном режиме в процессе передачи номинального вращающего момента $T_m \pm \Delta T_m$. Эта перегрузка имеет место в период срабатывания и затем, при буксовании муфты, уменьшается до значения, равного T_{ni} и определяемого по соотношению

(7) при текущем значении коэффициента трения, соответствующем периоду срабатывания муфты.

Сопоставление правых частей соотношений (10) и (18) приводит к разности

$$\Delta T'_n = \frac{z F_n R_{cp} f_i}{2\beta_n [1 + (z-1)Cf]} [\{(z-1)\{[2\beta_n - (2\mp p)]Cf_i + (2\mp p)\} - 2z\beta_n\}f + 2\beta_n f_i].$$

Знак полученной разности при фиксированных значениях параметров β_n , p и f зависит от параметров z и f_i . Для установления характера изменения разности воспользуемся графическим способом.

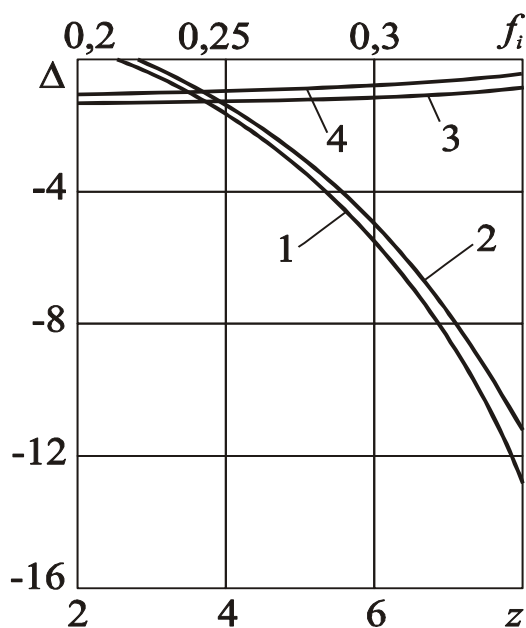


Рисунок 3. Зависимости $\Delta(z)$ и $\Delta(f_i)$

нию (18). С увеличением параметра z увеличивается и разность Δ , в то время как при фиксированном значении параметра z разность Δ уменьшается с ростом f_i (кривые 3 и 4).

При исследовании влияния величины коэффициента трения на фактическую точность срабатывания АФМ и величину вращающего момента T'_n в рассматриваемых условиях необходимо учитывать изменение величины вращающего момента АФМ в соответствии с изменением коэффициента трения. В этом случае величина вращающего момента АФМ определяется по формуле (7) при соответствующем значении коэффициента трения. Очевидно, что в данном случае исходное значение коэффициента запаса β_n , которое применено выше, непригодно, поскольку пороговое значение вращающего момента T_n увеличивается [1].

При значении $f = f_{min}$ (f_{min} – минимальное значение коэффициента трения) величины локальных коэффициентов точности АФМ определяются по следующей формуле:

$$K_{\tau i} = \frac{T_i}{T_n},$$

где T_i – текущее значение вращающего момента, при котором срабатывает АФМ, если

На рис. 3 показаны графики зависимостей $\Delta(z)$ и $\Delta(f_i)$ (Δ – числитель дроби). Графики построены при $\beta_n = 1,25$, $p = 0,5$, $f = 0,1$.

Кривые 1 и 2 на рис. 3 отражают зависимость $\Delta(z)$, кривые 3 и 4 – зависимость $\Delta(f_i)$ при $z = 4$. Нечетные кривые соответствуют нижнему граничному значению поля рабочих нагрузок машины, четные кривые – его верхнему граничному значению.

Нижнее граничное значение коэффициента трения f_i соответствовало соотношению (15).

Графики показывают, что все разности отрицательные, кроме минимальных значений параметра z (для кривых 1 и 2), следовательно, действующая при срабатывании перегрузка должна определяться по соотношению (15).

Графики показывают, что все разности отрицательные, кроме минимальных значений параметра z (для кривых 1 и 2), следовательно, действующая при срабатывании перегрузка должна определяться по соотношению (15).

Графики показывают, что все разности отрицательные, кроме минимальных значений параметра z (для кривых 1 и 2), следовательно, действующая при срабатывании перегрузка должна определяться по соотношению (15).

Графики показывают, что все разности отрицательные, кроме минимальных значений параметра z (для кривых 1 и 2), следовательно, действующая при срабатывании перегрузка должна определяться по соотношению (15).

Графики показывают, что все разности отрицательные, кроме минимальных значений параметра z (для кривых 1 и 2), следовательно, действующая при срабатывании перегрузка должна определяться по соотношению (15).

Графики показывают, что все разности отрицательные, кроме минимальных значений параметра z (для кривых 1 и 2), следовательно, действующая при срабатывании перегрузка должна определяться по соотношению (15).

Графики показывают, что все разности отрицательные, кроме минимальных значений параметра z (для кривых 1 и 2), следовательно, действующая при срабатывании перегрузка должна определяться по соотношению (15).

Графики показывают, что все разности отрицательные, кроме минимальных значений параметра z (для кривых 1 и 2), следовательно, действующая при срабатывании перегрузка должна определяться по соотношению (15).

$\beta_n = 1$.

Используя соотношение (1), получаем

$$K_{\tau i} = \frac{T_i}{\beta_n T_m},$$

или

$$\frac{T_i}{T_m} = K_{\tau i} \beta_n = \beta_i, \tag{19}$$

где β_i – текущее значение коэффициента запаса.

Очевидно, что $\beta_i > \beta_n$: это указывает на увеличение фактического значения коэффициента запаса при увеличении коэффициента трения.

Для рассматриваемой схемы АФМ текущая величина коэффициента точности определяется по формуле

$$K_{\tau i} = \frac{f_i [1 + (z-1)Cf]}{f [1 + (z-1)Cf_i]}. \tag{20}$$

Используя соотношения (19) и (20), преобразуем формулу (16) к виду, учитывающему изменение величины настроечного вращающего момента АФМ в связи с изменением коэффициента трения:

$$T_n' = z F_n R_{cp} f_i \left(1 + (f_i - f)C + (z-1)C^2 f \left\{ f_i - \frac{(2\bar{\tau} p) f [1 + (z-1)Cf_i]}{2\beta_n [1 + (z-1)Cf]} \right\} \right). \tag{21}$$

Заметим, что формула (21) справедлива в тех случаях, когда рабочий вращающий момент машины и перегрузка ΔT превышают момент сил трения пары 3–7 АФМ. Поскольку рабочий вращающий момент машины и перегрузочный вращающий момент ΔT в сумме составляют в рассматриваемом случае настроечный вращающий момент АФМ, запишем:

$$T_n > T_1,$$

или, с учетом соотношений (6) и (7), –

$$z F_n R_{cp} \frac{f}{1 + (z-1)Cf} > F_n R_{cp} f_i.$$

Из последнего неравенства вытекает ограничение текущего значения коэффициента трения f_i , удовлетворяющего поставленному условию:

$$f_i < \frac{zf}{1 + (z-1)Cf}. \tag{22}$$

Если неравенство (22) не выполняется, действие вращающего момента ΔT при перегрузке приводит к срабатыванию АФМ, поскольку $T_n < T_1$; вся нагрузка будет передаваться парой трения 3–7, а распорная сила между телами качения и боковыми стенками гнезд отсутствует.

В данном случае величина предельного вращающего момента определяется по формуле (6).

Очевидно, что, согласно ограничению (22), можно при помощи параметра z варьировать верхнее граничное значение интервала изменения величины коэффициента трения, внутри которого АФМ сохраняет адаптивные качества. Учитывая данное обстоятельство, сопоставим предельные значения вращающих моментов АФМ при функционировании в адаптивном и неадаптивном режимах.

Поскольку сопоставление должно производиться при одинаковом значении коэффициента трения f_i , с формальной точки зрения это представляется невозможным ввиду однозначного ограничения величины f_i согласно неравенству (22). Однако, учитывая, что в неадаптивном режиме работы АФМ величина вращающего момента при срабатывании не зависит от числа пар трения, подобное сравнение допустимо и представляется вполне корректным.

Используя приведенное представление для КУ, запишем неравенство (22) в виде

$$f_i < \frac{z f_{\max}}{f + f_{\max}}.$$

Последнее неравенство указывает на прямую зависимость между верхним граничным значением коэффициента трения и числом фрикционных пар АФМ.

Для упомянутого сопоставления нагрузочной способности АФМ необходимо установить картину срабатывания ее в неадаптивном режиме.

В процессе срабатывания АФМ можно выделить две фазы. Для первой фазы характерно срабатывание муфты при моменте сил трения пары 3–7. После начала буксования указанной пары трения в работу вступают тела качения УУ, благодаря чему происходит перераспределение вращающего момента между всеми парами трения АФМ.

После этого наступает вторая фаза, в которой происходит скольжение (буксование) всех пар трения АФМ. Момент сил трения скольжения муфты при этом определяется по аналогии с соотношением (7)

$$T_i = z F_{\text{н}} R_{\text{ср}} \frac{f_i}{1 + (z-1) C f_i}. \quad (23)$$

Сравнение величин вращающих моментов T_1 и T_i показывает, что неравенство $T_i < T_1$ выполняется при значениях коэффициента трения, удовлетворяющих условию

$$f_i > \frac{1}{C} = (z-1) f_{\max}.$$

Данное условие показывает, что упомянутое неравенство не выполняется ни при каких значениях параметра z . Если принять $z=2$, то при $f_i = f_{\max}$ выполняется равенство $T_i = T_1$. При $z=1$ указанный процесс сопоставления неприемлем, поскольку в АФМ постоянно действует распорная сила и выполняется равенство $T_i = T_1$. Это утверждение относится также к многодисковым АФМ со всеми ведущими парами трения.

Поскольку в первой фазе срабатывания АФМ начинает работать в неадаптивном режиме, число пар трения должно удовлетворять обратному неравенству (22).

Ввиду сложности сопоставления величин вращающих моментов $T_{\text{н}}$ и T_i по соотношениям (16) и (23) в аналитической форме, воспользуемся графическим способом, построив в координатных осях $T - f_i$ графики указанных функций.

Поскольку установлено, что при выбранном числе пар трения z муфта в интервале значений $f_{\min} \dots f_{\max}$ может работать либо только в адаптивном режиме в одной части указанного интервала и в неадаптивном режиме – в другой части этого интервала, сопоставление в абсолютных значениях величин вращающих моментов не представляется возможным.

В связи с этим будем производить сопоставление по относительным оценкам – ширине поля рассеивания величины вращающего момента и коэффициенту точности АФМ.

Для этого необходимо построить графики, отражающие соответствующие вели-

чины вращающего момента T_n , вычисленные по соотношению (6).

Графики функций (16) и (23), а также упомянутые выше графики показаны на рис. 4. Кривая 1 и прямая 2 отражают функцию (16) и соответствующую ей функцию (7), кривая 3 и прямая 4 – функцию (23) и соответствующее значение вращающего момента T_n .

При построении всех графиков приняты следующие исходные данные: $F_n=500$ Н, $R_{cp}=0,1$ м, $f=0,1$. Кривая 1 и прямая 2 построены при $z=10$, $C=0,42$. Значения коэффициентов β_n и p приняты теми же, что и при построении графиков на рис. 2.

Графики, изображенные на рис. 4, показывают, что, с учетом масштабного фактора (1:2,5), поля рассеивания величин вращающего момента и коэффициента точности при работе АФМ в адаптивном режиме приблизительно в 1,5 раза больше, чем при работе муфты в неадаптивном режиме. Характер кривой 3, который объясняется работой АФМ в адаптивном режиме на участке значений коэффициента трения 0,1...0,355, позволяет предположить возможность выбора оптимальной величины параметра z на основе равенства максимальных величин вращающего момента при работе АФМ в адаптивном и неадаптивном режимах (точки a и b на рис. 4).

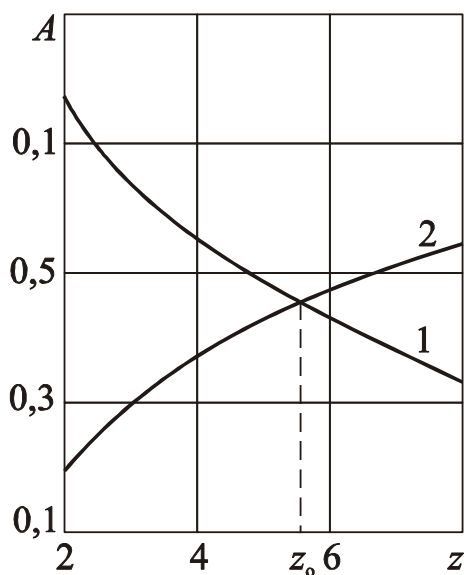


Рисунок 5. Графическое решение системы уравнений

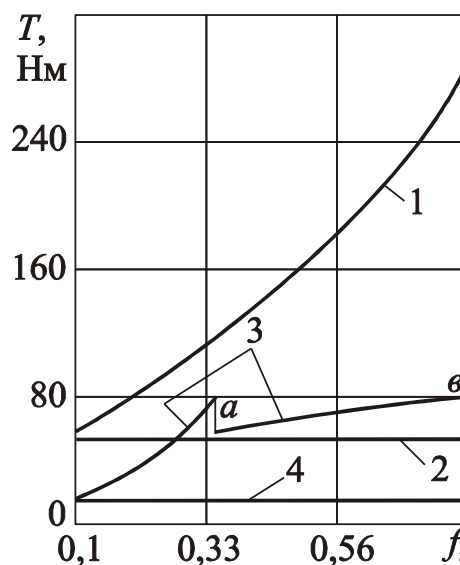


Рисунок 4. Зависимости вращающего момента АФМ от коэффициента трения

Это позволяет выбрать максимальное значение параметра z при работе АФМ в неадаптивном режиме.

Для рассмотрения этого представим ограничение величины коэффициента трения f_i , приведенное выше, в форме равенства и подставим полученный результат в соотношение (16), после чего, приравняв правые части формул (16) и (23) (при $f_i = f_{max}$), решим составленное уравнение относительно неизвестного члена z .

Решение кубического уравнения в аналитической форме привело бы к громоздким математическим выкладкам, поэтому воспользуемся графическим способом.

На рис. 5 показано графическое решение системы уравнений $A(z)$ и $A_1(z)$, где

$$A = \frac{1}{1 + (z - 1)Cf_{max}}$$

$$A_1 = \frac{zf}{f + f_{\max}} \times \frac{2\beta_n [1 + (z-1)Cf] + (z-1)zCf^2 f_{\max} / (f + f_{\max}) [2\beta_n - (2 \mp p)] - 2\beta_n zCf [1 + f_{\max} / (f + f_{\max})]}{2\beta_n [1 + (z-1)Cf]}$$

В уравнении $A_1(z)$ при построении графика принят знак «-» перед коэффициентом

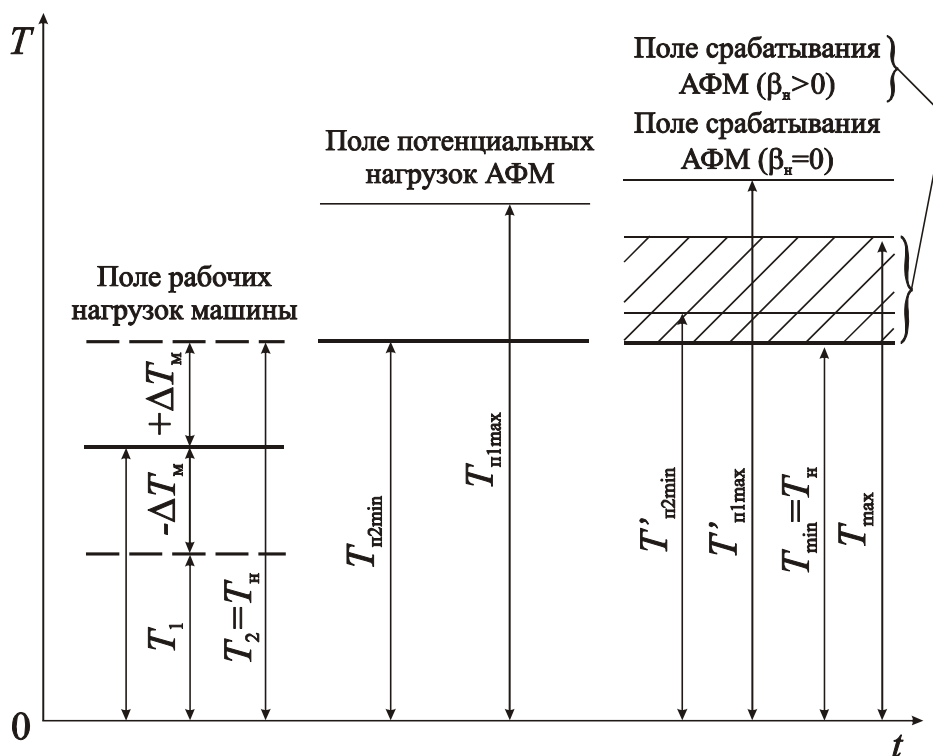


Рисунок 6. Схема полей рассеивания рабочих нагрузок машины, потенциального поля срабатывания АФМ и полей срабатывания муфты в адаптивном и неадаптивном режимах

том p , поскольку в рассматриваемом случае вращающий момент T'_n наибольший.

При построении графиков приняты следующие исходные данные: $f = 0,1$, $f_{\max} = 0,8$, $C = 0,35$, $\beta_n = 1,25$, $p = 0,5$.

Результат решения представляет собой, чаще всего дробное число, поэтому его необходимо округлить до ближайшего меньшего целого числа z , поскольку величина вращающего момента T'_n увеличивается быстрее, чем величина вращающего момента T_i (см. рис. 3).

Найденное значение параметра z_0 удовлетворяет критерию оптимального сочетания нагрузочной способности и точности срабатывания АФМ при ее ограниченных габаритных размерах.

На рис. 6 приведена схема расположения поля рассеивания рабочей нагрузки машины, потенциального поля срабатывания АФМ, а также полей срабатывания муфты при передаче рабочей нагрузки машины в адаптивном и в неадаптивном режимах, составленная по результатам исследования.

Обсуждение и результаты. Установление потенциального вращающего момента

в АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения при определенном режиме работы, являющегося следствием перераспределения нагрузки между ведущими и ведомыми парами трения позволяет констатировать способность кратковременно передавать вращающий момент, больший, чем номинальный вращающий момент.

Получен результат, заключающийся в установлении прямой связи между нормативной величиной коэффициента запаса и величиной потенциального запаса АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения.

Получение указанных результатов и закономерностей, присущих АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения, позволило найти зависимость для определения оптимального количества пар трения, обеспечивающего максимальную нагрузочную способность и наибольшую точность срабатывания муфты.

Результаты исследования могут быть использованы при расчетах и проектировании АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения для определения оптимального количества пар трения, обеспечивающего максимальную нагрузочную способность и наибольшую точность срабатывания муфты.

3. Заключение

1. При передаче нагрузки, меньшей номинальной нагрузки, в АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения происходит перераспределение вращающего момента между парами трения, вследствие чего муфта работает с запасом сцепления, большим установленного запаса сцепления.

2. При перегрузке в условиях, указанных в п. 1, АФМ способна кратковременно передать вращающий момент, больший, чем номинальный вращающий момент.

3. При настроечном значении коэффициента трения многодисковый вариант АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения может работать только в адаптивном режиме.

4. Величина потенциального запаса сцепления АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения зависит от установленного значения его и возрастает с увеличением последнего.

5. При работе АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения в адаптивном режиме в условиях действия перегрузок и изменения величины коэффициента трения значение вращающего момента при срабатывании выше, чем в неадаптивном режиме.

6. Величина интервала текущих значений коэффициента трения, внутри которого АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения работает в неадаптивном режиме, зависит от общего числа пар трения муфты и граничных значений общего интервала изменения коэффициента трения. Существует оптимальное, по критериям нагрузочной способности и точности срабатывания, общее число пар трения АФМ.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Шишкарев, М. П. Модернизация адаптивной фрикционной муфты второго поколения / М. П. Шишкарев, Чан Ван Дык // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2014. – № 10. – С. 40–46.

2. Шишкарев, М. П. Исследование адаптивной фрикционной муфты с комбинированной обратной связью / М. П. Шишкарев, Чан Ван Дык // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2014. – № 9. – С. 25–32.

3. Шишкарев, М. П. Анализ точности срабатывания адаптивной фрикционной муфты второго поколения / М.П. Шишкарев, Чан Ван Дык // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2016. – № 5. – С. 33–38.

4. Шишкарев, М. П. Влияние точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт на массу привода машины / М. П. Шишкарев, Чан Ван Дык // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2008. – № 3. – С. 6–12.
5. Шишкарев, М. П. Оптимизация коэффициента усиления адаптивных фрикционных муфт первого поколения с дифференцированными парами трения / М. П. Шишкарев // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 4. – С. 36–39.
6. Фокин, А. Е. Исследование адаптивной фрикционной муфты с дифференцированными парами трения / А. Е. Фокин, М. Д. Гавриленко, М. П. Шишкарев // Вестн. ДГТУ. – 2011. – Т. 11. – № 1 (52). – С. 49–56.
7. Шишкарев, М. П. Точность срабатывания адаптивных фрикционных муфт 1-го поколения с дифференцированными парами трения (ч. 2) / М. П. Шишкарев // Известия ОрелГТУ. – 2008. – № 3-2/271 (546). – С. 67–71.
8. Шишкарев, М.П. Функциональные связи между характеристиками предохранительных фрикционных муфт / М. П. Шишкарев // Вестн. машиностроения. – 2006. – № 5. – С. 8–10.
9. А. с. 1055915 СССР, МПК³ F 16 D 7/02, F 16 D 13/04. Предохранительная фрикционная муфта / М. П. Шишкарев (СССР). – № 3475963/25–27; заявл. 28.07.82; опубл. 23.11.83. Бюл. № 43. – 6 с.: ил.
10. Шишкарев, М. П. Условие и возможность реализации высокой точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт / М.П. Шишкарев // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2008. – № 3. – С. 3–6.
11. Шишкарев, М. П. Уровень перегрузки при срабатывании адаптивных фрикционных муфт / М. П. Шишкарев // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 2. – С. 42–44.
12. Шишкарев, М. П. Аналитическое обоснование оптимального способа настройки предохранительных фрикционных муфт / М. П. Шишкарев // Вестник машиностроения. – 2009. – № 9. – С. 3–6.

Поступила в редколлегию 10.02.2023 г.