



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 16.02.2018

ВЫБОР АДАПТИВНЫХ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ ДЛЯ ПРИВОДОВ МАШИН МЕТАЛЛОПРОКАТНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Аннотация

Разработаны схемы действия перегрузок в незащищаемой и защищаемой частях привода металлопрокатной машины, которые показывают локальные нагрузки, действующие в узлах привода. Установлено, что максимальное значение перегрузки на выходном валу адаптивной фрикционной муфты зависит от скорости нарастания перегрузки на рабочем органе машины, а также от физико-механических характеристик незащищаемой части привода. Сформулированы общие принципы выбора типа АФМ, включающие технические характеристики привода машины, указание о наиболее слабом звене привода и месте его расположения в кинематической цепи, особенности АФМ при изменении точности срабатывания и места ее установки.

Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, точность срабатывания, коэффициент трения, привод машины, наиболее слабое звено.

Введение

В настоящее время не существует единой методики проектирования, расчета и выбора предохранительных фрикционных муфт для их рационального применения в приводах машин и механизмов, имеющих значительную протяженность кинематической цепи, что характерно, в частности, для приводов металлопрокатного оборудования. Рациональным будем считать такое применение муфт, когда они позволяют эффективно защищать от перегрузок узлы и детали приводов машин при расчетных запасах прочности [1].

Аналогично изложенному, методика выбора адаптивных фрикционных муфт (АФМ) для рационального применения в приводах машин в настоящее время в полном объеме отсутствует. Имеются лишь частные методики расчета и проектирования АФМ различных типов (поколений), слабо связанные с выбором их типа в зависимости от конкретных условий эксплуатации машин и механизмов [2, 3].

В единственной работе рассматриваются вопросы компоновочных решений приводов машин с АФМ в их составе, од-

нако в данном случае решается так называемая «прямая» задача, относящаяся только к определению влияния эксплуатационных характеристик АФМ на технические показатели приводов [4].

В сложившейся практике расчета и проектирования машин и механизмов и, в частности, их приводов чаще всего в качестве исходных задаются технические характеристики приводов. К ним, в том числе, относятся масса и габаритные размеры привода.

Такие технические характеристики приводов должны быть жестко связаны с эксплуатационными показателями АФМ, в том числе с нагрузочной способностью и точностью срабатывания.

Задачей исследования в данной работе является разработка методических основ выбора типа АФМ и их эксплуатационных показателей в зависимости от технических характеристик приводов машин и механизмов.

Основная часть

Привод машины и механизма, при установке в нем предохранительной муфты, условно разделяется на две части: защищаемую и незащищаемую. Границей

раздела в кинематической цепи привода является место установки АФМ [5].

Часть привода, расположенная между приводным двигателем и АФМ, относится к защищаемой части. Остальная часть привода, расположенная между рабочим (исполнительным) органом машины и АФМ, относится к незащищаемой части привода.

Указанное разделение привода на защищаемую и незащищаемую части обусловлено тем, что скорость распространения ударной волны в приводе машины от источника возникновения перегрузок – рабочего органа – к приводному двигателю конечная, поэтому требуется определенный период времени для того чтобы ударная волна прошла расстояние до АФМ. При этом происходит увеличение нагрузки, действующей на узлы и детали незащищаемой части привода. Это увеличение тем больше, чем значительнее время, в течение которого оно происходит.

Как показали исследования, конечное значение перегрузки на выходном валу АФМ зависит от четырех факторов:

- скорости нарастания перегрузки на рабочем органе машины;
- скорости передачи ударной волны по незащищаемой части привода;
- протяженности кинематической цепи незащищаемой части привода;
- величины потерь ударного импульса в незащищаемой части привода.

В конечном счете, полное значение перегрузки на рабочем органе машины есть функция времени действия перегрузки на привод.

Учитывая, что скорость распространения ударной волны конечная, при достаточно протяженной кинематической цепи незащищаемой части привода будет иметь место неодинаковое распределение нагрузки в деталях и узлах указанной части привода. При этом наименьшая нагрузка будет на ведомом валу АФМ, а наибольшая нагрузка – на рабочем органе и ближайшем к нему узле привода.

Схема действия нагрузок в незащищаемой части привода машины показана на рисунке 1. В координатных осях $T - L$ (где T – вращающий момент, L – протяженность кинематической цепи незащищаемой

части привода) показано, что при наличии в составе незащищаемой части привода понижающих механических передач распределение нагрузки между узлами 1–4 (отмечены на оси абсцисс) соответствует прямой 1. В данном случае принят линейный закон изменения номинальных вращающих моментов $T_1 \dots T_{H4}$.

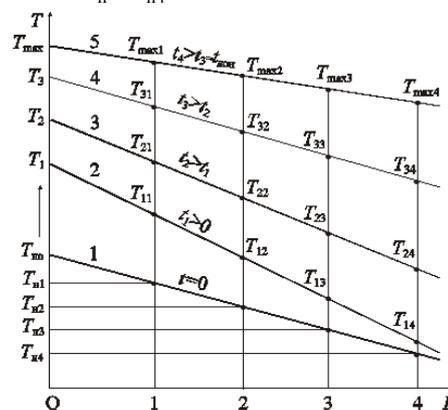


Рисунок 1. Схема действия нагрузок в незащищаемой части привода машины

При перегрузке вращающий момент увеличивается последовательно до значений $T_1 \dots T_{max}$, что отражено на схеме стрелкой, направленной вверх вдоль оси ординат. Учитывая неодинаковое распределение нагрузки, действующей в узлах 1–4 привода машины, это распределение показано на схеме прямой 1, наклонной по отношению к оси абсцисс (для номинальной нагрузки в приводе).

Точки пересечения прямой 1 и вертикальных линий, проходящих через точки 1–4 на оси абсцисс, показывают значения номинальных вращающих моментов, действующих в соответствующих узлах, расположенных в незащищаемой части привода.

Прямые 2–4, наклонные по отношению как к оси абсцисс, так и к прямой 1, показывают распределение повышенной (по отношению к номинальной) нагрузки по узлам 1–4. Непараллельность их по отношению к прямой 1 обусловлена смещением по времени прихода ударной волны в соответствующие узлы.

Прямая 5, соответствующая максимальному вращающему моменту T_{max} , действующему на рабочий орган машины О,

отражает состояние процесса по истечении времени нарастания перегрузки $t_{\text{кон}}$.

Максимальные нагрузки, действующие на узлы 1–4, обозначены на схеме как $T_{\text{max}1} \dots T_{\text{max}4}$.

Узлы и детали, расположенные в защищаемой части привода, при перегрузках воспринимают нагрузки, величина которых зависит от точности срабатывания АФМ. Это же относится и к приводному двигателю, коэффициент перегрузки которого зависит от точности срабатывания АФМ [6, 7].

На рисунке 2 приведена схема распределения нагрузки, действующей на узлы и детали защищаемой части привода машины. Данная схема аналогична схеме, показанной на рисунке 1. Узел 4 на этой схеме обозначает АФМ, узел 8 – приводной двигатель. Узлы 5–7 – промежуточные узлы защищаемой части привода машины.

Схема, приведенная на рисунке 2, показывает, что принцип действия ударной волны распространяется и на защищаемую часть привода, т. е. выполняются следующие условия:

$$\frac{T_{\text{н}4}}{T_{\text{н}8}} \neq \frac{T_{14}}{T_{18}} \neq \frac{T_{24}}{T_{28}} \neq \frac{T_{34}}{T_{38}} \neq \frac{T_{\text{max}4}}{T_{\text{max}8}},$$

что является следствием существования ненулевой фазы (по времени) ударной волны в результате конечной скорости ее распространения в кинематической цепи привода.

Данный вывод справедлив и для незащищаемой части привода.

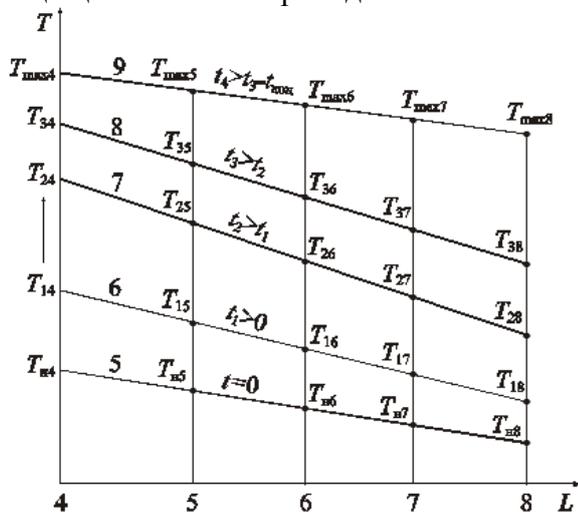


Рисунок 2. Схема действия нагрузок в защищаемой части привода машины

В коротких кинематических цепях приводов машин и механизмов, состоящих из 1–2-х механических передач, при установке АФМ непосредственно на валу рабочего органа машины муфта будет защищать от перегрузок всю кинематическую цепь привода, включая рабочий орган, который, как правило, обладает большой крутильной жесткостью.

Выполняя функцию устройства, предохраняющего узлы, детали и приводной двигатель от перегрузок, АФМ служит также регулятором общей массы и габаритных размеров привода, причем последние зависят от точности срабатывания муфты [8].

При разработке методики выбора типа АФМ для привода машины или механизма будем исходить из следующих принципов:

- габаритные размеры и общая масса привода, за исключением массы рабочего органа машины или механизма, включены в техническое задание на проектирование;
- место установки АФМ в кинематической цепи привода техническим заданием не оговаривается;
- повышение точности срабатывания АФМ приводит к увеличению ее габаритных размеров и массы [9];
- изменение места установки АФМ в кинематической цепи привода, включающего понижающие или повышающие механические передачи, приводит к изменению ее габаритных размеров и массы [9];
- в габаритные размеры и общую массу привода включены габаритные размеры и масса АФМ;
- известны наиболее слабое звено привода и место его расположения в кинематической цепи.

Поскольку каждый тип АФМ обладает определенной достигаемой точностью срабатывания, тип АФМ, необходимый для выполнения первого и пятого принципов проектирования, будем определять по достигаемому коэффициенту точности.

Таблица основных типов АФМ и некоторые их характеристики, необходимые для выбора конкретного типа муфты при решении задачи компоновки привода, приведены ниже.

Технические характеристики АФМ

№ п/п	Тип АФМ	Исходная масса, M_0 , кг	Достижимая точность срабатывания АФМ (K_T)	Коэффициент увеличения габаритных размеров и массы АФМ, K_y
1.	АФМ первого поколения (типа муфты Н.Д. Вернера)	8...12	3,6...2,4	$\frac{3,6}{K_T}$
2.	АФМ второго поколения (базовый вариант)	16...24	3,0...1,8	$\frac{3,0}{K_T}$
3.	АФМ второго поколения (модифицированная)	24...60	1,16...1,08	$\frac{1,16K}{K_T}$, $K=1,0...2,4$
4.	АФМ второго поколения с отдельным силовым замыканием	16...40	2,5...1,14	$\frac{1,25}{K_T}$

В таблице 1, в частности, отражены:
– коэффициент точности K_T каждой АФМ в виде интервалов значений, границы которых соответствуют граничным значениям интервалов исходной массы муфты каждого типа. Данные таблицы показывают, что с увеличением K_T наблюдается рост массы АФМ [10];

– коэффициент увеличения габаритных размеров и массы для каждого типа АФМ. Данный показатель отражает кратность увеличения габаритных размеров и массы АФМ в результате повышения точности срабатывания, т. е. уменьшения K_T . В данном случае принято пропорциональное значению $1/K_T$ увеличение габаритных размеров и массы АФМ.

Для АФМ второго поколения (модифицированной) при вычислении коэффициента K_y введен поправочный коэффициент K , поскольку вследствие высокой точности срабатывания эта муфта имеет тенденцию к резкому увеличению габаритных размеров и массы при уменьшении K_T в относительно небольших пределах.

Первая задача при компоновке привода машины заключается в выборе необходимого типа АФМ для привода с жест-

кими ограничениями по массе и габаритным размерам. Включение в первоначальный состав привода АФМ с одновременным указанием предельных габаритных размеров и массы привода предъявляет менее жесткие требования к техническим характеристикам и эксплуатационным показателям муфты: в этом случае для АФМ отведены соответствующие резервы по их габаритным размерам и массе (см. таблицу 1). Указанные резервы зависят от результатов расчетов и проектирования остальных узлов и деталей привода.

При наличии указанных резервов выбор типа АФМ связан с оценкой массы муфты на основе значения номинального вращающего момента, действующего в месте установки ее в кинематической цепи привода.

Выбор места установки АФМ в кинематической цепи привода связан с расположением наиболее слабого звена привода, которое должно находиться в защищаемой части привода.

Оценка массы АФМ производится по данным таблицы 1. Типы АФМ, указанные в пп. 2–4, имеют общую часть интервала значений M_0 , поэтому индивидуальный выбор типа муфты должен быть связан с номинальным вращающим моментом, который должна передавать АФМ.

Это связано с тем, что, несмотря на одинаковую массу, АФМ различных типов при приблизительно одинаковых габаритных размерах обладают неодинаковой номинальной нагрузочной способностью. Так, из приведенных в таблице 1 типов АФМ наибольшей номинальной нагрузочной способностью обладают муфты с раздельным силовым замыканием, на втором месте по данному показателю находятся АФМ второго поколения (базовый вариант). Замыкают линейку типов АФМ модифицированные АФМ второго поколения, обладающие наибольшей точностью срабатывания.

В тех случаях, когда в результате выбора необходимого типа АФМ для рассматриваемых условий эксплуатации будет установлено, что совокупная масса привода и АФМ превышает заданное значение, необходимо за счет увеличения точности срабатывания АФМ привести совокупную массу привода и АФМ в соответствие с заданным показателем.

Повышение точности срабатывания (в пределах технических возможностей выбранного типа АФМ) осуществляется на стадии расчета и проектирования за счет увеличения коэффициента усиления (КУ). При этом происходит неизбежное увеличение собственной массы АФМ, и возможно уменьшение массы защищаемой части привода [10].

В работе [4] для упрощения расчетов, связанных с определением изменений совокупной массы защищаемой и незащищаемой частей привода в результате варьирования точности срабатывания АФМ, предложен способ, согласно которому каждая часть привода аппроксимирована непрерывным стержнем, общая эквивалентная масса каждого из которых равна совокупной массе узлов и деталей соответствующих частей привода. Таким образом, совокупная масса каждой части привода поставлена в зависимость от протяженности кинематической цепи привода.

В работе [11] показано, что масса деталей привода машины при изменении точности срабатывания АФМ изменяется приблизительно пропорционально значению $1/K_T^{2/3}$.

Имея в виду данное основание, а также закономерности изменения массы АФМ, согласно данным таблицы, запишем:

$$\frac{M_o(n-1)}{K_T} = M_{\text{общ}} \left(1 - 1/K_T^{2/3}\right), \quad (1)$$

где n – коэффициент кратности при КУ выбранного типа АФМ (см. таблицу); $M_{\text{общ}}$ – совокупная масса узлов и деталей, входящих в защищаемую часть привода машины, включая приводной двигатель:

$$M_{\text{общ}} = pL_{3,ч}, \quad (2)$$

где p – коэффициент пропорциональности, кг/м, определяемый расчетным или экспериментальным способом в зависимости от конкретного состава защищаемой части привода; $L_{3,ч}$ – протяженность защищаемой части привода, м.

Равенство (1) представляет собой уравнение баланса масс АФМ и защищаемой части привода и отражает постоянство их совокупной массы.

Используя соотношение (2) в равенстве (1), которое в данном случае становится уравнением, решим его относительно неизвестного K_T . Имеем:

$$K_T - \sqrt[3]{K_T} = \frac{M_o(n-1)}{M_{\text{общ}}}. \quad (3)$$

Произведем замену в уравнении (3):

$$x = \sqrt[3]{K_T}, \quad (4)$$

после чего уравнение запишем в следующем виде:

$$x^3 - x = \frac{M_o(n-1)}{M_{\text{общ}}}. \quad (5)$$

Неполное кубическое уравнение (5) имеет 3 корня, и при действительных коэффициентах из них один действительный корень, а два других корня – комплексно сопряженные.

Действительный корень запишем в следующем виде:

$$x = \sqrt[3]{\frac{M_o(n-1)}{2M_{\text{общ}}} + \sqrt{-\left(\frac{1}{3}\right)^3 + \left[-\frac{M_o(n-1)}{2M_{\text{общ}}}\right]^2}} + \sqrt[3]{\frac{M_o(n-1)}{2M_{\text{общ}}} - \sqrt{-\left(\frac{1}{3}\right)^3 + \left[-\frac{M_o(n-1)}{2M_{\text{общ}}}\right]^2}}. \quad (6)$$

Возвращаясь к исходному неизвестному, согласно соотношению (4) находим:

$$K_T = \frac{M_o(n-1)}{M_{общ}} + \sqrt[3]{\frac{M_o(n-1)}{2M_{общ}} + \sqrt{-\left(\frac{1}{3}\right)^3 + \left[-\frac{M_o(n-1)}{2M_{общ}}\right]^2}} + (7)$$

$$+ \sqrt[3]{\frac{M_o(n-1)}{2M_{общ}} - \sqrt{-\left(\frac{1}{3}\right)^3 + \left[-\frac{M_o(n-1)}{2M_{общ}}\right]^2}}.$$

Зная исходные данные параметров M_o , n и $M_{общ}$, можно определить по соотношению (7) требуемое значение коэффициента точности выбранного типа АФМ. Если найденное значение K_T не принадлежит интервалу его значений, указанному в таблице 1, следует выбрать другой тип АФМ с меньшими значениями коэффициента точности и повторить изложенные расчеты.

Второй способ выбора типа АФМ заключается в том, чтобы, сохраняя первоначально принятый тип муфты, изменить место ее установки в кинематической цепи привода, переместив муфту в направлении рабочего органа машины. Тем самым увеличивается протяженность защищаемой части привода и, соответственно, уменьшается его незащищаемая часть.

При этом необходимо учитывать, что указанное перемещение АФМ в кинематической цепи привода, как правило, является ступенчатым, т. е. на расстояние, кратное количеству узлов защищаемой части. С этим связано неизбежное увеличение вращающего момента, действующего в новом месте установки АФМ, если смежный с муфтой узел, расположенный в защищаемой части привода, является понижающей передачей.

С учетом этого увеличиваются M_o и $M_{общ}$. Если при этом резервы позволяют сохранить первоначально выбранный тип АФМ, то коэффициент n также остается неизменным.

Следуя принципу сохранения постоянной совокупной массы привода машины, можно заключить, что переход одного или нескольких узлов из незащищаемой части в защищаемую часть и возможность уменьшения их массы потребует эквивалентного увеличения массы АФМ.

Положим, что увеличение совокупной массы защищаемой части привода из-за включения в нее узла (нескольких узлов) из незащищаемой части, с учетом снижения

массы включаемого узла (нескольких узлов) за счет действия на них меньших нагрузок, составляет $\Delta M_{общ}$. Увеличение массы АФМ вследствие повышения вращающего момента, который она передает в новом месте установки, составляет ΔM_o . Поскольку масса АФМ при неизменной точности срабатывания возрастает приблизительно пропорционально передаваемой ею нагрузке, запишем:

$$\Delta M_o = T_n(i_{общ}\eta_i - 1)K_n, \quad (8)$$

где T_n – вращающий момент, который АФМ передавала на прежнем месте ее установки в приводе машины; $i_{общ}$ – передаточное отношение механической передачи (передач), переходящей из незащищаемой части привода в защищаемую часть; η_i – общий к.п.д. упомянутой передачи (передач); K_n – коэффициент пропорциональности, кг/(Нм).

Значение коэффициента K_n зависит от типа АФМ, ее конструктивной сложности, точности срабатывания и коэффициента оценки [12].

Увеличение совокупной массы защищаемой части привода машины составляет:

$$\Delta M_{общ} = \frac{M_i}{K_T^{2/3}}, \quad (9)$$

где M_i – масса механической передачи (передач), переходящей из незащищаемой части привода в защищаемую часть.

Экономия массы M_i с учетом соотношения (9) составляет:

$$\Delta M_i = M_i \left(1 - \frac{1}{K_T^{2/3}}\right). \quad (10)$$

Абстрагируясь на данном этапе исследования от точности срабатывания АФМ и считая совокупную массу привода машины, включая АФМ, неизменной, запишем следующее равенство:

$$\Delta M_o = \Delta M_i,$$

или, с учетом соотношений (8) и (10)

$$T_n K_n [i_{общ}\eta_i - 1] = M_i \left(1 - \frac{1}{K_T^{2/3}}\right). \quad (11)$$

Учитывая, что масса механической передачи и нагрузка на ее выходном валу

при определенных значениях $i_{\text{общ}}$ и η_i суть величины взаимосвязанные, произведем замену в соотношении (11)

$$T_{\text{п}} i_{\text{общ}} \eta_i = M_i K_1, \quad (12)$$

где K_1 – коэффициент пропорциональности между массой механической передачи и нагрузкой на ее выходном валу, кг/(Нм).

Существует также связь между массой механической передачи и нагрузкой на ее входном валу. Эта связь проявляется также при определенных значениях $i_{\text{общ}}$ и η_i . Поскольку в соотношении (11) параметр $T_{\text{п}}$ представляет собой именно нагрузку на входном валу механической передачи, будем считать, что связь между параметрами $T_{\text{п}}$ и M_i выражается следующей зависимостью:

$$T_{\text{п}} = M_i K_2, \quad (13)$$

где K_2 – коэффициент пропорциональности между массой механической передачи и нагрузкой на ее входном валу, кг/(Нм).

С учетом выражений (12) и (13) запишем соотношение (11) в следующем виде:

$$K_1 K_{\text{п}} - K_2 = 1 - \frac{1}{K_{\text{т}}^{2/3}}. \quad (14)$$

Из равенства (14) можно найти значение коэффициента точности АФМ, удовлетворяющее условию сохранения совокупной массы привода машины:

$$K_{\text{т}} = \sqrt{\frac{1}{(1 + K_2 - K_1 K_{\text{п}})^3}}. \quad (15)$$

Результат вычисления значения $K_{\text{т}}$ по соотношению (15) может быть следующим:

- вычисленное значение $K_{\text{т}}$ больше, чем ранее принятое значение для выбранного типа АФМ;
- вычисленное значение $K_{\text{т}}$ меньше, чем принятое значение для выбранного типа АФМ;
- вычисленное значение $K_{\text{т}}$ и ранее принятое значение одинаковы.

В первом и третьем случаях результаты показывают, что выбранный тип АФМ

способен обеспечить сохранение совокупной массы и габаритных размеров привода машины, включая АФМ.

Во втором случае для сохранения совокупной массы и габаритных размеров привода машины, включая АФМ, требуется более высокая точность срабатывания муфты.

В том случае, если конструктивные особенности выбранного типа АФМ позволяют повысить точность ее срабатывания (за счет увеличения КУ обратной связи), целесообразно сохранить данный тип муфты и скорректировать величину $K_{\text{т}}$ в соответствии с соотношением (15).

Однако повышение точности срабатывания АФМ приводит к увеличению ее массы и габаритных размеров, согласно данным таблицы 1. Это сказывается на общей массе привода машины, увеличивает ее свыше установленного предела, что противоречит условию задачи.

Если на данном этапе не ставится задача замены типа АФМ, следует оценить возможность повышения точности срабатывания муфты. При этом появляется возможность уменьшения совокупной массы узлов и деталей защищаемой части привода при одновременном и неизбежном увеличении массы и габаритных размеров АФМ.

Решение задачи приведено выше и осуществляется по соотношению (7).

При невозможности получить вычисленное значение $K_{\text{т}}$, следует заменить выбранный тип АФМ на другой, обладающий более высокой точностью срабатывания. При этом необходимо изучить возможность установки АФМ на первоначальное место в кинематической цепи привода машины.

Последующие действия по выбору точности срабатывания АФМ, с учетом ее массогабаритных характеристик, аналогичны изложенным выше.

Вторая задача при компоновке привода машины заключается в выборе необходимого типа АФМ для привода с отсутствием жестких ограничений по массе и габаритным размерам. Это, однако, не означает, что масса и габаритные размеры привода могут быть произвольными – они ограничиваются требованиями предельных

нагрузок, действующих в узлах и деталях. Для определенности будем считать, что первоначальный вариант компоновочной схемы привода предусматривает установку в нее предохранительной фрикционной муфты обычной точности срабатывания, т.е. муфты неадаптивного типа [1].

При достаточном запасе мощности приводного двигателя коэффициент точности такой муфты вычисляется по формуле:

$$K_T = f_{\max} / f_{\min}, \quad (16)$$

где f_{\max} , f_{\min} – соответственно максимальный и минимальный коэффициенты трения.

Согласно формуле (16), при использовании предохранительной фрикционной муфты обычной точности срабатывания коэффициент точности может принимать большие значения, причем, гораздо более высокие, чем у АФМ. Соответственно этому, масса и габаритные размеры узлов и деталей привода должны быть увеличены по условию назначения необходимого запаса прочности.

Для рассматриваемого случая использование в приводе машины АФМ взамен предохранительной фрикционной муфты обычной точности срабатывания может привести к уменьшению габаритных размеров и массы привода.

Если конкретизируется первоначальная задача в плане защиты наиболее слабого звена привода, речь может идти как о выполнении основной функции АФМ (защита от разрушений при перегрузках), так и о возможности уменьшения габаритных размеров и массы привода. Таким образом, решение первоначальной задачи может привести к дополнительному технико-экономическому эффекту.

Установка в приводе АФМ взамен предохранительной фрикционной муфты обычной точности срабатывания позволяет также уменьшить собственную массу муфты. Действительно, сложившееся в настоящее время мнение о том, что вследствие повышенной конструктивной сложности АФМ обладают большей массой по сравнению с предохранительными фрикционными муфтами обычной точности срабатывания, представляется недостаточно

обоснованным и не имеющим для этого объясняющих фактов.

Предохранительные муфты, как и другие узлы приводов машин, подвержены действиям перегрузок, в связи с чем расчет и проектирование деталей, входящих в конструкции муфт, должен осуществляться с учетом максимальных нагрузок.

Наличие в конструкции АФМ управляющего устройства, более высокая сила натяжения замыкающей пружины и увеличенное число пар трения фрикционной группы, действительно, приводят к увеличению массы муфты. Однако в данном случае необходимо рассматривать АФМ, настроенную на передачу номинального вращающего момента, который вычисляется при минимальном значении коэффициента трения [13].

Положим, что обладающая наименьшей из всех типов АФМ точностью срабатывания муфта Н.Д. Вернера [14] имеет массу, которая связана с массой предохранительной фрикционной муфты обычной точности срабатывания следующей зависимостью:

$$M_2 = K_{\text{п1}} M_1, \quad (17)$$

где M_1 , M_2 – соответственно масса предохранительной фрикционной муфты обычной точности срабатывания и масса муфты Н.Д. Вернера; $K_{\text{п1}}$ – коэффициент пропорциональности (по условию задачи $K_{\text{п1}} > 1$).

Соотношение (17) записано при условии равенства друг другу номинальных вращающих моментов упомянутых муфт.

В муфте Н.Д. Вернера при передаче номинального вращающего момента на пары трения фрикционной группы действует распорная сила, стремящаяся отжать пары трения друг от друга, вследствие чего требуется, как правило, увеличение силы натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин). В результате этого необходимо применение более мощной, по сравнению с предохранительной фрикционной муфтой обычной точности срабатывания, замыкающей пружины, что влечет за собой увеличение совокупной массы муфты.

Элементы предохранительных муфт, в том числе фрикционных муфт всех типов, при эксплуатации подвергаются воздействию перегрузок, как и другие узлы и детали привода. В связи с этим, расчет их должен производиться с учетом действующих нагрузок.

Предохранительная фрикционная муфта обычной точности срабатывания испытывает в процессе эксплуатации максимальные нагрузки, равные:

$$T_{\max 1} = K_{т1} T_{н}, \quad (18)$$

где $K_{т1}$ – коэффициент точности муфты; $T_{н}$ – номинальный вращающий момент муфты.

Максимальные нагрузки, действующие в АФМ, равны:

$$T_{\max 2} = K_{т2} T_{н}, \quad (19)$$

где $K_{т2}$ – коэффициент точности АФМ.

По условию задачи в выражениях (18) и (19) номинальный вращающий момент $T_{н}$ принят одинаковым.

Поскольку априори $K_{т2} < K_{т1}$, то $T_{\max 2} < T_{\max 1}$.

При одинаковой номинальной нагрузочной способности сравниваемых муфт значение коэффициента $K_{п1}$ составляет при минимальной точности срабатывания АФМ приблизительно 1,2.

Для сопоставления масс АФМ и предохранительной фрикционной муфты обычной точности срабатывания, с учетом расчета их по действующим нагрузкам, необходимо знать зависимость массы муфты от значения передаваемого ею вращающего момента. С этой целью на основе анализа данных справочной литературы [12] запишем следующее соотношение:

$$M = K_{п2} \sqrt{T_i}, \quad (20)$$

где $K_{п2}$ – коэффициент пропорциональности между массой муфты и вращающим моментом; T_i – текущее значение вращающего момента; M – масса муфты.

По данным литературного источника [12] значение коэффициента $K_{п2}$ выбирается из интервала 1,28...2,22.

Соотношение (20) справедливо и для тех случаев, когда в результате действия перегрузок муфта передает повышенный вращающий момент (в пределах собственной точности срабатывания). В соответствии с этим произведем замену в соотношении (20), используя выражения (18) и (19), и запишем следующие соотношения:

$$M'_1 = K_{п2} \sqrt{K_{т1} T_{н}}, \quad (21)$$

$$M'_2 = K_{п2} \sqrt{K_{т2} T_{н}}, \quad (22)$$

где M'_1 , M'_2 – соответственно масса предохранительной фрикционной муфты обычной точности срабатывания и муфты Н.Д. Вернера с учетом их точности срабатывания.

При $K_{т2} < K_{т1}$ и одинаковом номинальном вращающем моменте $T_{н}$ справедливо неравенство $M'_1 > M'_2$. Однако при этом следует учитывать соотношение (17), что приводит к следующему равенству:

$$M''_2 = K_{п1} K_{п2} \sqrt{K_{т2} T_{н}}, \quad (23)$$

где M''_2 – масса муфты Н.Д. Вернера с учетом повышенной, по отношению к предохранительной фрикционной муфте обычной точности срабатывания, исходной массы муфты.

Для того чтобы выполнялось условие $M'_1 > M''_2$, из соотношений (21) и (23) находим:

$$K_{т2} < (K_{т1} / K_{п2}^2). \quad (24)$$

Для предохранительной фрикционной муфты обычной точности срабатывания значение коэффициента точности вычисляется по формуле (16). Для муфты Н.Д. Вернера значение коэффициента точности вычисляется по следующему соотношению:

$$K_{т} = \frac{f_{\max} [1 + (z-1)Cf_{\min}]}{f_{\min} [1 + (z-1)Cf_{\max}]}, \quad (25)$$

где z – число пар трения фрикционной группы; C – КУ муфты; f_{\min} , f_{\max} – по выражению (16).

Подставляя правые части соотношений (16) и (25) в выражение (24) и решая составленное неравенство относительно неизвестного C , находим:

$$C > \frac{K_{п2}^2 - 1}{(z - 1)(f_{\max} - K_{п2}^2 f_{\min})}. \quad (26)$$

Для муфты Н.Д. Вернера, фрикционная группа которой выполнена по схеме «ведущая пара – ведомые пары» [15], ограничение максимального значения КУ имеет следующий вид:

$$C \leq \frac{1}{f_{\max}}. \quad (27)$$

Подставляя ограничение (27) (в форме равенства) в неравенство (26), получаем:

$$z > \frac{K_{п2}^2(m - 1)}{m - K_{п2}^2}, \quad (28)$$

где m – относительная ширина интервала изменения коэффициента трения:

$$m = f_{\max} / f_{\min}. \quad (29)$$

Учитывая, что, согласно соотношению (29) и формуле (16), $K_{т} = m$, запишем неравенство (28) в следующем виде:

$$z > \frac{K_{п2}^2(m - 1)}{K_{т1} - K_{п2}^2}. \quad (30)$$

Из соотношения (30) следует, что минимальное число пар трения фрикционной группы муфты Н.Д. Вернера зависит от точности срабатывания предохранительной фрикционной муфты обычной точности.

При $m = K_{т1} = 8$ и $K_{п2} = 1,2$ (см. выше) согласно неравенству (30) имеем $z > 1,56$. Следовательно, при одинаковой номинальной нагрузочной способности масса муфты Н.Д. Вернера меньше, чем масса предохранительной фрикционной муфты обычной точности срабатывания, если $z \geq 2$, что осуществимо в практике применения данной муфты.

Разность между массами сравниваемых муфт можно определить, используя соотношения (21) и (23). Имеем:

$$M_1' - M_2''' = K_{п2} \sqrt{T_n} (\sqrt{K_{т1}} - K_{п1} \sqrt{K_{т2}}). \quad (31)$$

График зависимости $\Delta M(T_n)$ (где $\Delta M = M_1' - M_2'''$), построенный по соотношению (31), приведен на рисунке 3. Кривая 1 построена при $K_{п1} = 1,2$, значение коэффициента $K_{п2}$ варьировалось, в зависимости от значения вращающего момента T_n , в

пределах 1,28...2,22. Значение коэффициента $K_{т1}$ равнялось 8, значение коэффициента $K_{т2}$ вычислялось по соотношению (25) и при $f_{\min} = 0,1$, $f_{\max} = 0,8$, $z = 6$ и $C = 1,25$ составило 2,17.

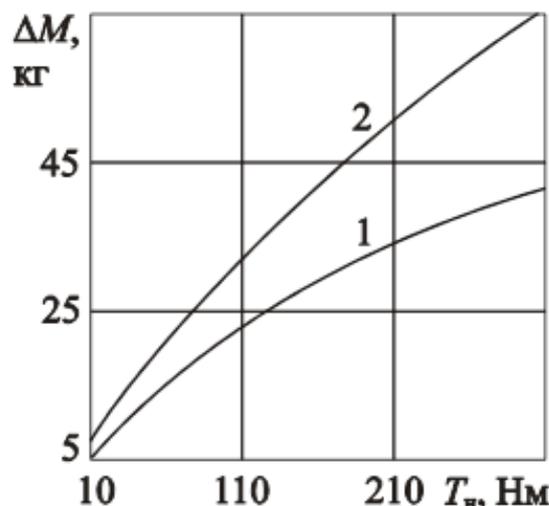


Рисунок 3. Графики экономии общей массы привода при применении муфты Н.Д. Вернера и модифицированной АФМ

График показывает, что с увеличением номинального вращающего момента T_n экономия массы муфты Н.Д. Вернера возрастает примерно в 8 раз (в пределах значений T_n , отложенных на оси абсцисс).

Таким образом, данные графика подтверждают, что, обладая большей массой при исходном номинальном вращающем моменте, муфта Н.Д. Вернера имеет меньшую массу с учетом действующих в ней меньших нагрузок вследствие более высокой точности ее срабатывания (почти в 4 раза по коэффициенту точности). Данное обстоятельство должно учитываться при выборе АФМ и места ее установки в приводе машины.

Анализ соотношения (31) показывает, что разность ΔM зависит от точности срабатывания выбранного типа АФМ. Кроме того, значение ΔM зависит от коэффициентов $K_{п1}$ и $K_{п2}$, значения которых в практике расчетов и проектирования могут отличаться от тех значений, которые были приняты при построении графика на рисунке 3.

Оценим эффективность использования более высокой точности срабатывания

с точки зрения уменьшения собственной массы АФМ и увеличения разности ΔM . В качестве объекта сравнения по-прежнему будем рассматривать предохранительную фрикционную муфту обычной точности срабатывания.

В качестве второго объекта сравнения выберем АФМ второго поколения (модифицированную). Данная муфта обладает особо высокой точностью срабатывания ($K_T=1,08\dots 1,16$). Особо высокая точность срабатывания муфт данного типа объясняется большими (порядка 5...7) значениями КУ, что приводит к существенному снижению нагрузочной способности муфт. Это обуславливает повышенные габаритные размеры и массу АФМ, в связи с чем принято $K_{п1}=1,35$.

Соответственно изменяется и значение коэффициента $K_{п2}$. Для данной муфты оно составляет 1,72...2,68.

Используя новые значения коэффициентов $K_{п1}$ и $K_{п2}$ в соотношении (31), построим график зависимости $\Delta M(T_H)$ на поле рисунка 3. В качестве одного из исходных данных принимаем $K_{т2}=1,1$. График зависимости показан на рисунке 3 кривой 2.

Кривая 2 показывает, что модифицированный вариант АФМ второго поколения за счет особо высокой точности срабатывания позволяет экономить на собственной массе больше, чем муфта Н.Д. Вернера.

Заключение

Результаты исследования показали, что методически правильный выбор эксплуатационных характеристик АФМ в составе проектируемого привода машины позволяет оптимизировать его компоновочную схему и существенно уменьшить габаритные размеры и совокупную массу привода. На степень уменьшения габаритных размеров и совокупной массы привода значительно влияет точность срабатывания АФМ.

Исследование также показало, что при определенных параметрах АФМ, обладающей самой низкой точностью срабатывания, можно добиться уменьшения ее собственной массы по сравнению с массой предохранительной фрикционной муфты

обычной точности срабатывания при одинаковой номинальной нагрузочной способности.

Результаты исследования могут быть использованы при проектировании приводов металлопрокатного производства в части выбора типа АФМ, которая в наибольшей степени обеспечивает оптимальное соотношение эффективности защиты привода от перегрузок и приемлемых массогабаритных характеристик привода.

Выводы

1. В настоящее время отсутствует в полном объеме методика выбора типа АФМ, которая обеспечивала бы, применительно к конкретному приводу машины, наилучшее сочетание эффективной защиты от перегрузок узлов и деталей привода и оптимальные массогабаритные характеристики привода.

2. Максимальное значение перегрузки на выходном валу АФМ зависит от скорости нарастания перегрузки на рабочем органе машины, а также от физико-механических характеристик незащищаемой части привода.

3. Разработаны схемы действия перегрузок в незащищаемой и защищаемой частях привода машины, которые показывают локальные нагрузки, действующие в узлах привода.

4. При установке АФМ непосредственно на входном валу рабочего органа машины муфта защищает всю кинематическую цепь привода, включая приводной двигатель и рабочий орган, если последний имеет высокую крутильную жесткость.

5. Сформулированы общие принципы выбора типа АФМ, включающие технические характеристики привода машины, указание о наиболее слабом звене привода и месте его расположения в кинематической цепи, особенности АФМ при изменении точности срабатывания и места ее установки.

6. Обобщены и систематизированы характеристики различных типов АФМ, необходимые для рационального выбора муфты, включая новый показатель – коэффициент увеличения габаритных размеров

и массы АФМ, связывающий характеристики муфт и точность их срабатывания.

7. Первичным показателем, на основании которого осуществляется исходный выбор типа АФМ, является номинальный вращающий момент, значение которого зависит от предполагаемого места установки муфты в кинематической цепи привода.

8. Вторичным показателем при выборе типа АФМ служит установленная, согласно техническому заданию, совокупная масса и габаритные размеры привода машины. При выполнении данного условия должна учитываться точность срабатывания АФМ.

9. Найдена зависимость для вычисления необходимой точности срабатывания АФМ на основе известных показателей – исходной массы муфты и заданной совокупной массы привода машины.

10. Найдена зависимость для вычисления коэффициента точности АФМ, удовлетворяющего условию сохранения исходной совокупной массы привода машины при изменении места установки муфты в кинематической цепи привода.

11. Уточнение типа АФМ необходимо в том случае, когда в результате определения ее коэффициента точности согласно п. 10 необходима муфта, обладающая более высокой точностью срабатывания, чем исходный тип АФМ, возможности повышения точности срабатывания которой исчерпаны.

12. Повышенная точность срабатывания АФМ позволяет уменьшить их собственную массу при одинаковой с предохранительной фрикционной муфтой обычной точности срабатывания номинальной нагрузочной способности.

13. Найдено минимальное значение КУ муфты Н.Д. Вернера, при котором ее собственная масса меньше, чем масса предохранительной фрикционной муфты обычной точности срабатывания, при одинаковой номинальной нагрузочной способности. В частности, указанное ограничение КУ становится менее жестким при увеличении числа пар трения муфты.

14. Найдено ограничение минимального числа пар трения муфты Н.Д. Вернера, при котором ее собственная масса меньше,

чем масса предохранительной фрикционной муфты обычной точности срабатывания.

15. Экономия собственной массы муфты Н.Д. Вернера по отношению к предохранительной фрикционной муфте обычной точности срабатывания возрастает с увеличением номинального вращающего момента.

16. В абсолютном выражении экономия собственной массы АФМ увеличивается при повышении точности срабатывания.

Библиографический список

1. Шишкарёв М.П. Улучшение эксплуатационных показателей адаптивных фрикционных муфт // ГОУ Рост. гос. акад. с-х. машиностроения, Ростов на Дону, 2008. 148 с.
2. Математические модели адаптивного фрикционного контакта твердых тел 2-го поколения / Шишкарёв М.П. // Математические методы в технике и технологиях: материалы XVIII междунар. науч. конференции. Казань: Изд-во Казанского гос. технол. ун-та, 2005. Т. 5. С. 72–76.
3. Математические модели адаптивного фрикционного контакта твердых тел / Шишкарёв М.П. // Математические методы в технике и технологиях: материалы XVIII междунар. науч. конференции. Казань: изд-во Казанского гос. технол. ун-та, 2005. Т. 5. С. 68–72.
4. Шишкарёв М.П. Компонентные решения приводов машин с адаптивными фрикционными муфтами // Вестник машиностроения. 2003. № 7. С. 7–12.
5. Шишкарёв М.П., Угленко А.Ю. Исследование эксплуатационных характеристик адаптивной фрикционной муфты второго поколения // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2013. № 4. С. 21–26.
6. Шишкарёв М.П. Теоретические основы применения комбинированной обратной связи в адаптивных фрикционных муфтах // Вестн. машиностроения. 2005. № 7. С. 16–19.