

**Шишкарев Михаил Павлович**

Донской государственный технический университет  
Профессор  
Доктор технических наук  
Заслуженный изобретатель РФ  
*Shishkarev Mihail Pavlovich*  
*Don State Technical University*  
*Professor*  
E-Mail: shishkarevm@mail.ru

**Кобзев Кирилл Олегович**

Донской государственный технический университет  
Аспирант  
*Kobzev Kirill Olegovich*  
*Don State Technical University*  
*postgraduate student*  
E-Mail: Kobzevkirill1990@mail.ru

05.02.02 «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

**Методологические основы расчета и проектирования адаптивных  
фрикционных муфт**

Methodological bases of calculation and design of adaptive friction clutch

**Аннотация:** Расчет и проектирование АФМ проводятся с учетом собственных характеристик привода машины, в котором должна быть установлена муфта. Принимается в качестве основ расчета и проектирования АФМ второго поколения, следующие параметры: характер перегрузок возникающих на рабочем органе машины АФМ второго поколения, вращающий момент, величина коэффициента усиления, материал фрикционных групп.

**Abstract:** The calculation and design of the AFM are held according to their own characteristics of the machine drive, which must be installed coupling. Of the host as the basis of calculation and design of the AFM second generation, the following parameters: the nature of congestion arising at work than the body of the machine AFM second-generation torque, the magnitude of the gain, friction material groups.

**Ключевые слова:** Адаптивная фрикционная муфта, коэффициент усиления, управляющее устройство, коэффициент трения.

**Keywords:** Adaptive friction clutch, gain control device, the coefficient of friction.

\*\*\*

Состояние вопроса. Адаптивные фрикционные муфты (АФМ) отличаются от предохранительных фрикционных муфт обычной точности срабатывания [1] наличием в конструкции *управляющего устройства (УУ)*, действующего по принципу обратной связи [2]. Данное отличие позволяет активно регулировать в автоматическом режиме силу прижатия друг к другу пар трения фрикционной группы в зависимости от текущего значения коэффициента трения и передаваемой нагрузки. Это приводит к повышению стабильности вращающего момента АФМ и надежности защиты узлов и деталей машин от поломок. Второй

отличительной особенностью АФМ является возможность изменения точности их срабатывания [1]. Все конструкции АФМ позволяют устанавливать при расчете и проектировании необходимую величину коэффициента усиления (КУ) обратной связи, которая непосредственно влияет на точность срабатывания [3].

До настоящего времени вопросы методологического обеспечения расчета и проектирования АФМ освещены в литературе весьма ограниченно, что не позволяет в полной мере считать их достаточными и необходимыми для полноценного использования при создании новых конструкций и разработке конкретных конструктивных схем по существующим моделям.

Из работ, посвященных разработкам элементов методик расчета и проектирования АФМ различных классов, можно отметить работы [4, 5]. В этих работах приведена последовательность расчета АФМ первого и второго поколений, включая определение параметров УУ.

Методики расчетов, приведенные в указанных работах, направлены на определение параметров элементов АФМ с целью обеспечения заданной нагрузочной способности и наибольшей точности срабатывания и, в основном, не учитывают условия эксплуатации АФМ в приводах машин.

Постановка задачи исследования. Определение общих принципов методики расчета и проектирования АФМ различных классов на основе учета реальных условий их эксплуатации.

Решение задачи. В работах [6, 7] показано влияние эксплуатационных показателей предохранительных муфт, в том числе АФМ, на массогабаритные показатели приводов машин, в которых муфты установлены. В частности, в работе [7] показано, что на массогабаритные показатели приводов машин влияют точность срабатывания АФМ и место установки их в кинематических цепях приводов.

Данная связь обусловлена особенностью АФМ, которая заключается в том, что их масса и габариты зависят от точности срабатывания. С увеличением точности срабатывания АФМ повышаются их габаритные размеры и масса. Кроме того, габаритные размеры и масса АФМ зависят от места установки их в кинематической цепи привода [7]. Причиной этого является величина вращающего момента, действующего в месте установки АФМ в приводе машины. При наличии в составе привода механических передач, изменяющих передаточное отношение на выходе по сравнению с входом передачи, величина вращающего момента будет различной, что и повлияет на габаритные размеры и массу АФМ.

Вопрос о выборе рационального места установки АФМ в кинематической цепи привода решается с учетом сложности кинематической цепи и задач, поставленных перед АФМ по защите отдельных участков привода.

Из работы [7] известно, что предохранительная муфта, в том числе и АФМ, защищает от перегрузок ту часть привода машины, которая располагается между источником механической энергии (двигателем) и муфтой. Данный принцип справедлив лишь в том случае, когда скорость нарастания перегрузки на рабочем органе машины больше или равна скорости передачи ударной волны по кинематической цепи в направлении от источника возникновения ударной волны к АФМ [8].

При небольших скоростях нарастания перегрузки на рабочем органе машины, не сопоставимых по величине со скоростью распространения ударной волны по кинематической цепи привода, предохранительная муфта будет защищать от перегрузок практически весь привод машины.

В соответствии с этим динамика изменения совокупной массы элементов привода

будет различной. Поэтому *первым исходным данным* для расчета и проектирования АФМ является *характер перегрузок, возникающих на рабочем органе машины*.

В зависимости от характера перегрузок (плавные или резкоударные) определяется участок привода машины, защищаемый муфтой и, соответственно, уменьшение совокупной массы входящих в него элементов в результате повышения точности срабатывания АФМ. Одновременно с этим можно определить относительное увеличение массы АФМ как результат повышения точности ее срабатывания.

В данном случае рассматривается вариант влияния точности срабатывания АФМ на массогабаритные характеристики привода машины без изменения места установки муфты в кинематической цепи привода.

После нахождения оптимальной точности срабатывания АФМ и соответствующего ему значения КУ (согласно математической модели муфты), обеспечивающих минимизацию массогабаритных характеристик привода, необходимо определить величину вращающего момента, передаваемого муфтой. Заметим, что вращающий момент, передаваемый муфтой, при фиксированном месте установки ее в приводе не зависит от изменения массогабаритных показателей привода в результате варьирования точности срабатывания АФМ.

*Определение величины вращающего момента, передаваемого АФМ, является вторым исходным данным* для расчета и проектирования.

*Третьим исходным данным* является *определение оптимальной величины КУ АФМ*, при которой обеспечиваются минимальные массогабаритные показатели привода. Решение данной задачи представляется одним из наиболее трудоемких этапов расчета АФМ, поскольку требует наличия сведений об исходных данных массы всех элементов привода, а также о зависимостях между величиной КУ АФМ и массах элементов привода.

Пример определения оптимального КУ АФМ первого поколения приведен в работе [9].

Величина КУ для АФМ любого поколения вычисляется по следующей общей зависимости:

$$C = \frac{R_{cp}}{r} \operatorname{tg} \alpha, \quad (1)$$

где  $R_{cp}$  – средний радиус поверхностей трения пар фрикционной группы (групп) АФМ;  $\alpha$  – угол давления чувствительных элементов УУ;  $r$  – радиус окружности, на которой расположены чувствительные элементы УУ.

В соотношении (1) содержится параметр  $R_{cp}$ , который определяет радиальные габаритные размеры АФМ. Чаще всего отношение  $R_{cp}/r$  в АФМ всех поколений составляет 2,8...3,3, а конечное значение КУ определяется величиной угла  $\alpha$ , которая может варьироваться в широких пределах (от 15° до 75°...80°) [10].

Кроме того, параметр  $R_{cp}$ , в числе других параметров, определяет номинальную нагрузочную способность АФМ. Следовательно, используя формулу для вычисления номинального вращающего момента АФМ для выбранной модели, можно, назначив величину усилия замыкающей пружины (группы замыкающих пружин), найти значение параметра  $R_{cp}$ .

При этом должны быть учтены:

– площадь поверхности трения одной пары фрикционной группы, которая вычисляется по соотношению:

$$S = \frac{F_{\text{пр}}}{[q]}, \quad (2)$$

где  $F_{\text{пр}}$  – сила замыкающей пружины (группы замыкающих пружин), назначаемая исходя из предполагаемых осевых и радиальных габаритов АФМ;  $[q]$  – допустимое давление на поверхностях трения для выбранного сочетания материалов фрикционной пары;

– предполагаемое число пар поверхностей трения, назначаемое исходя из радиальных габаритов АФМ.

На основе результата расчета по соотношению (2) и принятого значения  $R_{\text{ср}}$  можно найти основные параметры пар трения:  $R_{\text{н}}$  – наружный радиус фрикционного диска,  $R_{\text{в}}$  – внутренний радиус фрикционного диска.

Для этого запишем соотношение между параметрами  $R_{\text{ср}}$ ,  $R_{\text{н}}$ ,  $R_{\text{в}}$ , используемое при расчетах:

$$R_{\text{ср}} = \frac{R_{\text{н}} + R_{\text{в}}}{2}. \quad (3)$$

Для указанных параметров в формуле (3) существует также следующая зависимость [11]:

$$\Psi = \frac{b}{2R_{\text{ср}}}, \quad (4)$$

где  $\Psi$  – коэффициент ширины рабочей поверхности фрикционного диска;  $b$  – ширина рабочей поверхности фрикционного диска.

Ширина рабочей поверхности фрикционного диска вычисляется по формуле:

$$b = R_{\text{н}} - R_{\text{в}}. \quad (5)$$

Решив систему уравнений (3) и (4), с учетом равенства (5), найдем:

$$R_{\text{н}} = (1 + \Psi)R_{\text{ср}}, \quad (6)$$

$$R_{\text{в}} = (1 - \Psi)R_{\text{ср}}. \quad (7)$$

Учитывая, что, согласно данным справочной литературы, обычно принимается  $\Psi = 0,25$  [11], соотношения (6) и (7) позволяют определить радиальные размеры дисков трения и радиальные габаритные размеры АФМ в целом.

Зная число пар трения фрикционной группы, величину  $R_{\text{ср}}$ , КУ и значение коэффициента трения  $f_{\text{мин}}$  (минимальный коэффициент трения), а также номинальный вращающий момент АФМ, можно по формуле, соответствующей модели муфты, определить силу натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин).

При определении значения КУ необходимо произвести его проверку, с точки зрения

предельной величины по условиям динамического режима нагружения привода машины [12].

Если найденное значение КУ (по условиям статистического нагружения привода машины) не превышает величину КУ, вычисленную по условиям динамического нагружения, необходимо принять первое значение КУ без его корректировки.

Если же величина КУ, вычисленная по условиям динамического нагружения, меньше чем значение КУ, найденное по условиям статистического нагружения, принимается первый из перечисленных КУ.

Второй вариант методики расчета и проектирования АФМ связан с конструктивно-компоновочным решением по определению места установки АФМ в кинематической цепи привода машины. Сущность данного решения заключается в нахождении такого места установки АФМ в кинематической цепи привода, при котором обеспечивается минимизация совокупной массы узлов и деталей привода, включая массу АФМ.

Особенность конструктивно-компоновочного решения и расчета АФМ заключается в том, что при наличии в приводе машины механических понижающих (редукторов) или повышающих (мультипликаторов) передач перемещение места установки АФМ неизбежно приводит к изменению значения вращающего момента, действующего в месте установки.

При этом имеется в виду, что величина КУ АФМ сохраняется неизменной. В данном случае принимается максимально допустимое для выбранной модели АФМ значение КУ, обеспечивающее наибольшую точность срабатывания муфты и максимальное уменьшение совокупной массы деталей и узлов, составляющих защищаемую часть привода.

Возможность варьирования значения КУ АФМ в рассматриваемом случае должна быть оценена на основе изучения влияния величины КУ на динамику изменения совокупной массы деталей и узлов защищаемой части привода, а также привода машины в целом.

### **Выбор материалов пар трения АФМ**

Проблемы выбора материалов пар трения АФМ в большинстве случаев значительно отличаются от выбора материалов пар трения предохранительных фрикционных муфт обычной точности срабатывания [1]. Наличие в составе АФМ любого поколения УУ делает второстепенным требование выбору материалов пар трения, обладающих в тех или иных сочетаниях минимальным рассеиванием величины коэффициента трения.

Действительно, в УУ АФМ действует отжимная сила, пропорциональная коэффициенту трения, которая в определенной степени стабилизирует силы трения и номинальный вращающий момент и делает муфту малочувствительной к изменению коэффициента трения [2]. При этом любая предполагаемая величина рассеивания коэффициента трения может быть компенсирована в современных АФМ назначением соответствующих параметров УУ, в частности, КУ. В результате этого на практике может быть достигнута требуемая точность срабатывания АФМ, приблизительно одинаковая при любых внешних воздействиях на систему.

Наряду с этим действие в АФМ отжимной силы приводит к снижению нагрузочной способности. Следовательно, потеря нагрузочной способности АФМ с большими величинами КУ должна быть компенсирована за счет триботехнических показателей фрикционных материалов. В связи с этим *главным (основным) требованием* при выборе материалов пар трения АФМ является *использование фрикционных материалов с повышенным средним коэффициентом трения*. Для этого могут быть использованы значения среднего коэффициента трения от 0,5 и выше.

Современные фрикционные материалы обладают подобными триботехническими характеристиками [13].

Действие в АФМ отжимной силы требует повышенных усилий замыкания пар трения, в связи с чем *вторым требованием* при выборе материалов пар трения является *повышенное допускаемое давление на поверхностях трения*.

Третьим требованием является *стабильность коэффициента трения в условиях скольжения и действия повышенных температур вследствие нагрева пар трения при буксовании*. Данное требование представляется существенным в связи с необходимостью неперевышения вращающего момента АФМ при срабатывании в процессе буксования в результате несвоевременного отключения двигателя привода.

Для обеспечения стабильности коэффициента трения как параметра, обусловленного собственными триботехническими свойствами материалов пар трения, их выбор должен обеспечивать слабую зависимость коэффициента трения от состояния рабочих поверхностей пар трения, их пониженный износ, хорошие эвакуаторные способности по удалению продуктов износа из зон трения и отсутствие выраженных диффузионных процессов на поверхностях контртел.

Остальные требования по выбору материалов пар трения для АФМ не отличаются от требований к фрикционным материалам предохранительных фрикционных муфт обычной точности срабатывания [1].

Результаты исследования могут быть использованы как методические рекомендации для расчета и проектирования АФМ различных типов с учетом конкретных условий их эксплуатации.

### Выводы

1. Расчет и проектирование АФМ должны проводиться с учетом собственных характеристик привода машины, в котором должна быть установлена муфта.
2. К характеристикам привода машины, учитываемым при расчете и проектировании АФМ, относится характер предполагаемых перегрузок, действующих в приводе, состав кинематической цепи привода, скорость распространения ударной волны, инерционные характеристики деталей и узлов привода, сведения о наиболее слабом (слабых) звене привода.
3. Для расчета и проектирования АФМ необходимы сведения о рациональном варианте установки муфты, определяющем ее основные характеристики, в том числе точность срабатывания, а также тип АФМ.
4. В зависимости от выбранного места установки АФМ в приводе машины в качестве первого параметра АФМ выбирается номинальное значение вращающего момента.
5. В качестве второго параметра АФМ любого типа выбирается величина КУ обратной связи.
6. На основании выбранной величины КУ назначаются параметры УУ обратной связи – средний радиус поверхностей трения, радиус окружности расположения чувствительных элементов УУ и угол скоса боковых стенок гнезд под чувствительные элементы.
7. Второй вариант методики расчета и проектирования АФМ любого типа основан на выборе места установки муфты в приводе машины, которое, при неизменном

значении КУ, обеспечивает минимизацию массогабаритных показателей привода.

8. Основным требованием, предъявляемым к выбору материалов пар трения АФМ, является повышенный коэффициент трения. Вторым требованием является повышенное допустимое давление на поверхностях трения, третьим требованием – стабильность коэффициента трения в условиях скольжения и действия повышенных температур вследствие нагрева пар трения при буксовании.

### Литература

1. Поляков В.С. Барбаш И.Д., Ряховский О.А.. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1974. – 352 с.
2. Есипенко Я.И. Паламаренко А.З., Афанасьев М.К. Муфты повышенной точности ограничения нагрузки. – Киев: Техніка, 1972. – 168 с.
3. Запорожченко Р.М. О характеристиках предохранительных фрикционных муфт повышенной точности срабатывания // Изв. вузов. Машиностроение. – 1971. – № 1. – С. 48–52.
4. Лысенко Ю.В., Балакин В.А., Сергиенко В.П. Проектирование и тепловой расчет фрикционных предохранительных муфт сельхозмашин // О природе трения твердых тел: Тез. докл. Междунар. Симпозиума. – Гомель: ИММС НАНБ, 2002. – С. 79.
5. Шишкарев М.П. Адаптивные фрикционные муфты. Исследование, конструкции и расчет. Науч. издание. – Ростов н/Д: Изд-во РГАСХМ, 2002. – 228 с.
6. Запорожченко Р.М. К вопросу об эффективности фрикционных предохранительных муфт с точки зрения снижения веса приводов // Вестн. Харьк. политех. ин-та. – 1971. – Вып. I.XIV, № 58. – С. 16–19.
7. Шишкарев М.П. Компонентные решения приводов машин с адаптивными фрикционными муфтами // Вестн. машиностроения. – 2003. – № 7. – С. 7–12.
8. Тепинкичиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузки станков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1968. – 112 с.
9. Шишкарев М.П. Оптимизация параметров адаптивных фрикционных муфт 1-го поколения // Межвузовский сб. науч. тр. «Повышение надежности и долговечности транспортных узлов и систем» / Ростов н/Д, Рост. гос. ун-т путей сообщения. – 1997. – Ч. 2. – С. 90–97.
10. Шишкарев М.П. Оптимизация величины коэффициента усиления адаптивных фрикционных муфт // Вестн. машиностроения. – 2003. – № 6. – С. 30–31.
11. Зельцерман И.М., Каминский Д.М., Оношко А.Д. Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1965. – 238 с.
12. Шишкарев М.П. Вопросы динамики привода машины с адаптивной фрикционной муфтой // Вестн. машиностроения. – 2004. – № 5. – С. 3–8.
13. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.