

УДК 621.838.222

М. П. Шишкарев, д-р техн. наук, доцент
Донской государственной технической университет, РФ
Тел.: 89081933393; E-mail: shishkarev_m_p@mail.ru

УТОЧНЕННЫЙ СИНТЕЗ АДАПТИВНОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ ПЕРВОГО ПОКОЛЕНИЯ С ПЕРЕМЕННЫМ КОЭФФИЦИЕНТОМ УСИЛЕНИЯ

В статье приведены результаты уточненного синтеза адаптивной фрикционной муфты первого поколения с переменным коэффициентом усиления одноконтурной отрицательной обратной связи. Показано, что настройка адаптивной фрикционной муфты первого поколения с переменным значением коэффициента усиления с учетом запаса сцепления требует введения в профиль линии, образующей боковую стенку гнезд управляющего устройства, начального прямолинейного участка с углом наклона, соответствующим значению номинального вращающего момента машины. Доказано, что при передаче номинального вращающего момента машины потенциальный вращающий момент муфты превышает значение ее номинального вращающего момента.

Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, настройка, точность срабатывания, коэффициент усиления, первое поколение, переменный.

M. P. Shishkarev

REFINED SYNTHESIS OF ADAPTIVE FRICTION FIRST GENERATION VARIABLE SPEED COUPLINGS GAIN FACTOR

The article presents the results of the refined synthesis of the adaptive friction clutch of the first generation with a variable gain of single-circuit negative feedback. It is shown that the adjustment of the adaptive friction clutch of the first generation with a variable gain value, taking into account the clutch reserve, requires the introduction of an initial straight section with an angle of inclination corresponding to the value of the nominal torque of the machine into the profile of the line forming the side wall of the control device sockets. It is proved that when transmitting the nominal torque of the machine, the potential torque of the coupling exceeds the value of its nominal torque.

Keywords: adaptive friction clutch, tuning, actuation accuracy, gain factor, first generation, variable.

1. Введение

Рассмотренная в работе [1] адаптивная фрикционная муфта (АФМ) первого поколения отличается от других муфт переменным значением коэффициента усиления (КУ) отрицательной обратной связи, которое функционально зависит от значения коэффициента трения между фрикционными парами.

В соответствии с упомянутой зависимостью, каждому текущему значению коэффициента трения при перегрузке соответствует определенное значение КУ, которое возрастает по определенной закономерности при увеличении коэффициента трения.

При расчетах и проектировании предохранительных муфт, в том числе АФМ, учитывают запас сцепления по вращающему моменту, который характеризуется коэффициентом запаса β_n [2].

Значение коэффициента β_n определяется как отношение номинальных вращающих моментов предохранительной муфты $T_{н.м}$ и технологической машины $T_{н.маш}$, т. е.

$$\beta_n = \frac{T_{н.м}}{T_{н.маш}}. \quad (1)$$

В номинальном режиме работы привода вращающий момент АФМ равен $T_{н.маш}$. В данном случае значение КУ муфты не соответствует вращающему моменту $T_{н.м}$.

Цель исследования: Изучение процесса настройки АФМ первого поколения с переменным значением КУ.

Задачи исследования: 1. Уточнение закономерности изменения значения КУ обратной связи в зависимости от коэффициента точности. 2. Изучение процесса срабатывания АФМ первого поколения с переменным значением КУ при статическом и динамическом режимах нагружения привода машины.

2. Основное содержание и результаты работы

Рассмотрим принципиальную схему АФМ первого поколения с переменным значением КУ, показанную на рис. 1, и принцип ее действия.

Соосные одна другой полумуфты 1 и 2 связаны между собой пакетом фрикционных дисков 3 и 4. Диски 3 связаны в окружном направлении со ступицей нажимного диска 5, а диски 4 – с барабаном полумуфты 2.

Нажимной диск лишен кинематической связи с полумуфтой 1 в окружном и осевом направлениях, за исключением малозначимого трения, которое не учитывается при исследовании и расчетах.

Управляющее устройство (УУ) отрицательной обратной связи состоит из тел качения 6, которые размещены в гнездах, выполненных в опорном диске 7, жестко закрепленном на ступице полумуфты 1, и втулке 8, которая связана с нажимным диском 5 при помощи направляющей шпонки 9.

Втулка 8 поджата в направлении тел качения 6 за счет пружины 10, которая справа (по рис. 1) опирается на нажимной диск 5.

Силовое замыкание пар трения 3 и 4 осуществляется посредством пружины 11.

Боковые стенки гнезд под тела качения 6 профилированы кривыми линиями, уравнение которых получено в работе [3]. Благодаря специальной форме значение КУ изменяется, в результате перемещения тел качения по стенкам гнезд, вследствие изменения значения угла давления α_i (см. рис. 1, сечение А-А).

При перемещении тел качения 6 изменяется значение осевой деформации пружины 10 и, соответственно этому, усилие замыкания пар трения 3 и 4.

Поверхности боковых стенок гнезд под тела качения 6 профилированы так, что любому текущему значению коэффициента трения f_i соответствует определенное значение угла давления α_i . Это обеспечивает возникновение определенного значения распорной силы F_{pi} и теоретически постоянное значение вращающего момента муфты T_n .

В номинальном режиме работы привода машины АФМ передает вращающий момент, значение которого, согласно соотношению (1), равно

$$T_{н.маш} = \frac{T_{н.м}}{\beta_n} \tag{2}$$

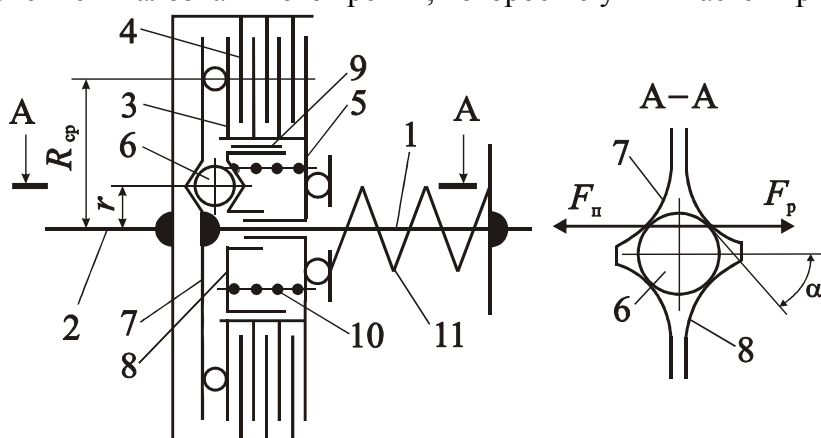


Рисунок 1. Принципиальная схема АФМ первого поколения с переменным значением КУ

Поскольку, в соответствии с соотношением (2), имеет место неравенство $T_{н.маш} < T_{н.м}$, т. к. $\beta_n > 1$, втулка 8 под воздействием пружины 10 будет занимать осевое положение, при котором значение угла давления α_n меньше, чем угла давления α_{min} (α_{min} – угол давления, соответствующий вращающему моменту T_n при минимальном значении коэффициента трения f_{min} [4]).

Угол давления α_n , соответствующий вращающему моменту $T_{н.маш}$, может быть найден из уравнения текущего осевого равновесия втулки 8, которое имеет вид:

$$F_{р.н} - F_{п.н} - F_{тр.н} = 0, \quad (3)$$

где $F_{р.н}$ – распорная сила, действующая между телами качения 6 и втулкой 8 при передаче муфтой вращающего момента $T_{н.маш}$; $F_{п.н}$ – сила натяжения пружины 10, соответствующая вращающему моменту $T_{н.маш}$; $F_{тр.н}$ – сила трения между нажимным диском 5 и направляющей шпонкой 9, соответствующая вращающему моменту $T_{н.маш}$.

Члены уравнения (3) определяются по формулам, соответствующим принятой конструктивно-компоновочной схеме АФМ:

$$F_{р.н} = \frac{T_{н.маш}}{r} \operatorname{tg} \alpha_n, \quad (4)$$

где r – радиус окружности, на которой расположены тела качения 6 (см. рис. 1);

$$F_{тр.н} = \frac{2T_{н.маш}}{d} f_1, \quad (5)$$

где d – диаметр центрального отверстия нажимного диска 5; f_1 – коэффициент трения между нажимным диском 5 и направляющей шпонкой 9.

Поскольку кривая линия, образующая боковую стенку гнезда под тело качения 6, на рабочем участке выпуклая по отношению к телу качения, значение угла давления α_n должно быть меньше значения угла давления α_{min} , которое определяется при вращающем моменте $T_{н.м}$ и минимальном значении коэффициента трения f_{min} [4].

Значение КУ и соответствующее ему значение угла давления α_n должны удовлетворять условию передачи муфтой вращающего момента $T_{н.маш}$ без срабатывания муфты, что обусловлено необходимостью обеспечения нормального хода технологического процесса машины при номинальной нагрузке.

Учитывая ограниченный осевой габаритный размер гнезд втулки и опорного диска, целесообразно предположить, что при передаче вращающего момента $T_{н.маш}$ осевое перемещение вправо (по рис. 1) будет отсутствовать, а осевая деформация пружины 10 равна ее первоначальной осевой деформации.

Нижнее граничное значение угла α_n и соответствующего ему значения КУ можно установить на основе схемы, изображенной на рис. 2. На схеме показана втулка 8 с действующей на нее нормальной силой F_n , возникающей в результате взаимодействия тела качения 6 с гнездом втулки 8 при передаче вращающего момента.

Для осевого перемещения вправо втулки 8 при увеличении передаваемой АФМ нагрузки должно выполняться неравенство [5]

$$\operatorname{tg}\alpha_n > f_1. \tag{6}$$

Первоначальная сила пружины 10 определяется, с учетом формул (4) – (6), по уравнению

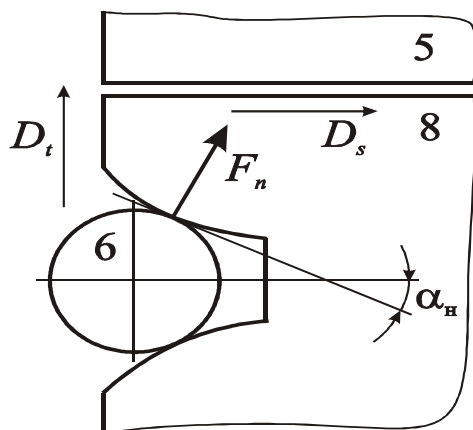


Рисунок 2. Схема расположения тела качения 6 в гнезде втулки 8

$$F_{п.н} = T_{н.маш} f_1 \left(\frac{n}{r} - \frac{2}{d} \right), \tag{7}$$

где n – коэффициент: $n > 1$.

С учетом соотношения (2), а также выражения, приведенного в работе [6]:

$$T_{н.м} = z F_{п} R_{ср} \frac{f_{\min}}{1 + z C_{\min} f_{\min}},$$

формулу (7) запишем в окончательном виде:

$$F_{п.н} = z F_{п} R_{ср} \frac{f_{\min} f_1}{(1 + z C_{\min} f_{\min}) \beta_n} \left(\frac{n}{r} - \frac{2}{d} \right). \tag{8}$$

В формуле (8) параметр z – число пар трения фрикционной группы 3–4, $F_{п}$ – сила натяжения пружины 11; $R_{ср}$ – средний

радиус поверхностей трения; C_{\min} – значение КУ, соответствующее передаче вращающего момента $T_{н.м}$ при значении коэффициента трения, равном f_{\min} .

Значение КУ C_{\min} , в соответствии с поставленным выше условием, должно быть больше, чем значение КУ, соответствующее углу давления α_n . Это значение можно определить из уравнения (3), если принять в нем соответствующие значения членов. Например, распорная сила $F_{р.нм}$, в соответствии с формулой (4), равна:

$$F_{р.нм} = \frac{T_{н.м}}{r} \operatorname{tg}\alpha_{н.м}, \tag{9}$$

где $\alpha_{н.м}$ – угол давления тела качения 6 при передаче вращающего момента $T_{н.м}$.

Сила трения между направляющей шпонкой 9 и нажимным диском 5 равна:

$$F_{тр.н.м} = \frac{2T_{н.м}}{d} f_1. \tag{10}$$

С учетом формул (9) и (10) значение угла $\alpha_{н.м}$ определится из соотношения

$$\operatorname{tg}\alpha_{н.м} = \frac{(F_{п.н.м} + 2T_{н.м} f_1 / d) r}{T_{н.м}}. \tag{11}$$

Соотношение (11) показывает, что значение угла давления $\alpha_{н.м}$ зависит, в частности, от текущего значения силы натяжения $F_{п.н.м}$ пружины 10. Для повышения нагрузочной способности муфты следует стремиться к уменьшению этой силы, т. к. это позволяет увеличить усилие замыкания фрикционной группы, равное $F_{п} - F_{п.н.м}$.

Уменьшение силы $F_{п.н.м}$ приводит к прогрессирующему уменьшению угла $\alpha_{н.м}$, поскольку вращающий момент муфты может быть представлен соотношением

$$T_{н.м} = zR_{ср}f_{мин}(F_{п} - F_{п.н.м}).$$

Изложенное выше справедливо также и для всех других значений угла давления, поскольку каждое из них соответствует номинальному вращающему моменту муфты.

В интервале значений вращающего момента АФМ, равном $T_{н.маш} \dots T_{н.м}$, муфта не должна срабатывать, поскольку в противном случае будет нарушен нормальный ход технологического процесса, выполняемого машиной, в результате срабатывания АФМ при номинальных нагрузках.

В связи с этим, значение угла давления в интервале значений $\alpha_{н} \dots \alpha_{н.м}$ должно обеспечивать только осевое перемещение втулки 8 вправо (по рис. 1) под действием возрастающей нагрузки в указанном интервале значений вращающего момента.

Поставленному условию удовлетворяет постоянное значение угла давления, равное $\alpha_{н}$. Действительно, согласно соотношению (9), распорная сила УУ при $\alpha_{н} = \text{const}$ увеличивается пропорционально вращающему моменту T_i . При линейной силовой характеристике пружины 10 сила ее натяжения возрастает, согласно уравнению (3), по следующему закону:

$$F_{п.i} = T_i \left(\frac{\text{tg}\alpha_{н}}{r} - \frac{2f_1}{d} \right),$$

т. е. пропорционально вращающему моменту.

В связи с этим, при значении угла давления $\alpha_{н}$ для любого по величине вращающего момента, принадлежащего интервалу $T_{н.маш} \dots T_{н.м}$, будет выполняться условие осевого равновесия втулки 8 (см. рис. 1), а при увеличении вращающего момента, когда выполняется неравенство $T_i < T_{н.м}$, втулка 8 будет перемещаться вправо.

Перемещение тела качения 6 относительно участка образующей боковой стенки гнезда с постоянным углом наклона $\alpha_{н}$ должно происходить в интервале вращающих моментов $T_{н.маш} \dots T_{н.м}$, граничные значения которого связаны между собой соотношением (1). На основании этого при принятом значении коэффициента осевой жесткости c_0 пружины 10 можно определить длину упомянутого участка образующей стенки гнезда.

Работа силы пружины 10 в результате увеличения вращающего момента от значения $T_{н.маш}$ до значения $T_{н.м}$ равна:

$$A_1 = \frac{c_0 x^2}{2}, \quad (12)$$

где x – длина участка с углом наклона $\alpha_{н}$ образующей боковой стенки гнезда (рис. 3).

Значения распорной силы и силы трения между направляющей шпонкой 9 и нажимным диском 5 пропорциональны вращающему моменту АФМ и являются линейными функциями осевого перемещения втулки 8, поэтому работы, совершаемые ими на пути перемещения x , соответственно равны:

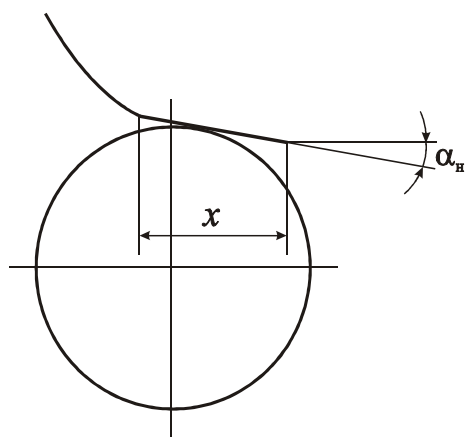


Рисунок 3. Схема для определения работы при осевом перемещении

моментам $T_{н.маш}$ и $T_{н.м}$.

С учетом полученного выше соотношения для определения вращающего момента $T_{н.м}$, а также формул (1) и (14) получаем:

$$F_{p.ср} = zF_n R_{ср} \frac{f_{\min}(\beta_n + 1)tg\alpha_n}{2(1 + zC_{\min} f_{\min})\beta_n r},$$

$$F_{тр.ср} = zF_n R_{ср} \frac{f_{\min} f_1 (\beta_n + 1)}{(1 + zC_{\min} f_{\min})\beta_n d}.$$

В соответствии с соотношениями (15) запишем выражения (13) в виде:

$$A_2 = zF_n R_{ср} \frac{(\beta_n + 1)xf_{\min} tg\alpha_n}{2(1 + zC_{\min} f_{\min})r\beta_n},$$

$$A_3 = zF_n R_{ср} \frac{(\beta_n + 1)xf_{\min} f_1}{(1 + zC_{\min} f_{\min})d\beta_n}.$$

Используя идею метода энергетического баланса [7] – равенство в форме $A_2 = A_1 + A_3$, находим осевое перемещение втулки 8, с учетом соотношений (12) и (16):

$$x = \frac{zF_n R_{ср}}{c_0} \times \frac{(\beta_n + 1)f_{\min} f_1}{(1 + zC_{\min} f_{\min})\beta_n} \left(\frac{n}{r} - \frac{2}{d} \right).$$

Если при значении коэффициента трения, равном f_{\min} , АФМ передает вращающий момент $T_{н.маш}$, значение распорной силы УУ соответствует указанному вращающему моменту и будет меньше, чем значение распорной силы при передаче вращающего момента $T_{н.м}$. В соответствии с этим запишем:

$$A_2 = F_{p.ср} x,$$

$$A_3 = F_{тр.ср} x,$$

где $F_{p.ср}$ и $F_{тр.ср}$ – соответственно среднее значение распорной силы и силы трения на пути перемещения x :

$$F_{p.ср} = \frac{F_{p.н.маш} + F_{p.н.м}}{2},$$

$$F_{тр.ср} = \frac{F_{тр.н.маш} + F_{тр.н.м}}{2},$$

где $F_{p.н.маш}$, $F_{p.н.м}$ – распорные силы, соответствующие вращающим моментам $T_{н.маш}$ и $T_{н.м}$; $F_{тр.н.маш}$, $F_{тр.н.м}$ – силы трения между направляющей шпонкой 9 и нажимным диском 5, соответствующие вращающим

$$T_{п.м} = zR_{cp}f_{min}(F_{п} - F_{п.н}), \quad (18)$$

где $T_{п.м}$ – потенциальный вращающий момент, который способна передать АФМ в указанный период времени при мгновенном увеличении внешней нагрузки.

С учетом формул (2), (4) и формулы для вращающего момента $T_{н.м}$ получаем:

$$F_{п.н} = zF_{п}C_{min} \frac{f_{min}}{(1 + zC_{min}f_{min})\beta_{н}}.$$

Подставляя последнюю формулу в выражение (18), находим:

$$T_{п.м} = zF_{п}R_{cp}f_{min} \frac{\beta_{н} + zC_{min}f_{min}(\beta_{н} - 1)}{(1 + zC_{min}f_{min})\beta_{н}}. \quad (19)$$

Сравнение вращающих моментов $T_{н.м}$ и $T_{п.м}$ (по формуле (19)) показывает, что $T_{п.м} > T_{н.м}$. При увеличении внешней нагрузки произойдет увеличение распорной силы, которое будет сопровождаться уменьшением потенциального вращающего момента.

В том случае, если прирост внешней нагрузки ΔT будет таким, что выполняется неравенство $\Delta T < T_{н.м} - T_{н.маш}$, увеличение распорной силы составляет:

$$F'_{п.н} = \frac{T_{н.маш} + \Delta T}{r} \operatorname{tg}\alpha_{н} = zF_{п}C_{min} \frac{f_{min}}{(1 + zC_{min}f_{min})\beta_{н}} + \frac{\Delta TC_{min}}{R_{cp}}.$$

Подставляя последнее выражение в соотношение (18), находим новое значение потенциального вращающего момента АФМ:

$$T'_{п.м} = zF_{п}R_{cp}f_{min} \frac{\beta_{н} + zC_{min}f_{min}(\beta_{н} - 1)}{(1 + zC_{min}f_{min})\beta_{н}} - zC_{min}f_{min}\Delta T. \quad (20)$$

Сопоставление значений вращающих моментов $T_{п.м}$ и $T'_{п.м}$ по соотношениям (19) и (20) показывает, что при увеличении внешней нагрузки происходит уменьшение потенциального вращающего момента АФМ. Величина уменьшения потенциального вращающего момента, в зависимости от значений параметров z , C_{min} и f_{min} , может быть равна, больше или меньше величины прироста внешней нагрузки ΔT .

Процесс изменения внешней (по отношению к муфте) нагрузки и внутренней нагрузки в муфте схематично отражен на рис. 4 (прямые 1 и 2 соответственно). Точка a пересечения графиков соответствует равенству внешней и внутренней нагрузки, т. е. моменту времени, в который произойдет срабатывание муфты.

Значение вращающего момента, при котором произойдет срабатывание АФМ в результате увеличения внешней нагрузки, можно определить на основе уравнения

$$T'_{п.м} = T_{н.маш} + \Delta T,$$

из которого, учитывая соотношения (2) и (20), находим значение прироста вращающего момента ΔT , соответствующего срабатыванию муфты:

$$\Delta T = zF_n R_{cp} (\beta_n - 1) \frac{f_{min}}{(1 + zC_{min} f_{min}) \beta_n}.$$

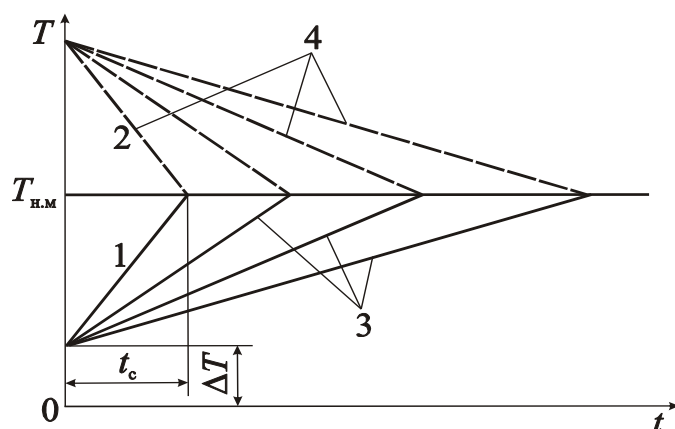


Рисунок 4. Схема процесса изменения внешней нагрузки и внутренней нагрузки.

Подставляя полученный результат в формулу (20), находим:

$$T_{cp} = T_{н.м},$$

где T_{cp} – вращающий момент при срабатывании муфты.

Прямая 1 на рис. 4 отражает определенную скорость изменения внешней нагрузки, равную $\Delta T / t_c$ (где t_c – период времени от начала увеличения внешней нагрузки до срабатывания муфты).

При изменении упомянутой скорости изменится и угол наклона прямой 1 и, соответственно, угол наклона прямой 2. Это отражено на рис. 4 семействами прямых 3 и 4, общие точки которых, однако, лежат на линии вращающего момента $T_{н.м}$.

Данный вывод справедлив для тех случаев, когда скорость нарастания внешней нагрузки невелика и динамические процессы, происходящие в приводе и, в частности, в муфте, можно не учитывать.

При высоких скоростях нарастания нагрузки необходимо учитывать динамические процессы, происходящие в УУ муфты в результате движения те системы.

Используя результаты исследования расчетной динамической двухмассовой системы [8], применительно к рассматриваемому случаю запишем:

$$\varphi = \frac{1}{c} \left[\Delta T' \left(\frac{1}{k} \sin kt - t \right) + T_{н.маш} (2 \cos kt - 1) \right] \left(1 - \frac{2rf_1}{d} \right) + \omega t, \quad (21)$$

где φ – угол упругого закручивания полумуфт; c – коэффициент угловой жесткости упругой связи, представленной муфтой; $\Delta T'$ – скорость изменения внешней нагрузки: $\Delta T' = \Delta T / t$; t – время; $k = \sqrt{c / J}$ – собственная частота ведомой части привода; J – приведенный момент инерции ведомой части привода; ω – угловая скорость муфты ($\omega = \text{const}$).

Для того чтобы срабатывание муфты произошло при значении вращающего момента, равном $T_{н.маш}$, значение угла упругого закручивания полумуфт 1 и 2 (см. рис. 1) в результате увеличения внешней нагрузки должно быть равно [9, 10]

$$\varphi_1 = \frac{x}{r} \text{tg} \alpha_n = \frac{x C_{min}}{R_{cp}}. \quad (22)$$

Подставив правую часть равенства (22) в формулу (21), можно найти отрезок времени t , удовлетворяющий данному уравнению. В соответствии с найденным отрез-

ком времени определяется предельная скорость изменении внешней нагрузки $\Delta T'_n$, не превышая которую, можно обеспечить срабатывание АФМ при моменте $T_{н.маш}$.

В противном случае срабатывание муфты произойдет при большем значении вращающего момента.

Графическое решение уравнения (21), с учетом формулы (22), приведено на рис. 5. Графики (прямая 1 – функция (22), кривая 2 – функция (21)) построены по следующим исходным данным: $z=4$, $F_n=1000$ Н, $R_{cp}=0,1$ м, $c_o=10000$ Н/м, $\beta_n=1,25$ [2], $f_{min}=0,1$, $f_1=0,15$, $C_{min}=0,7$, $n=1,2$, $r=0,03$ м, $d=0,15$ м, $\Delta T'=200$ Н·м/с, $k=30$ с⁻¹, $T_{н.маш}=25$ Н·м, $\omega=10$ с⁻¹.

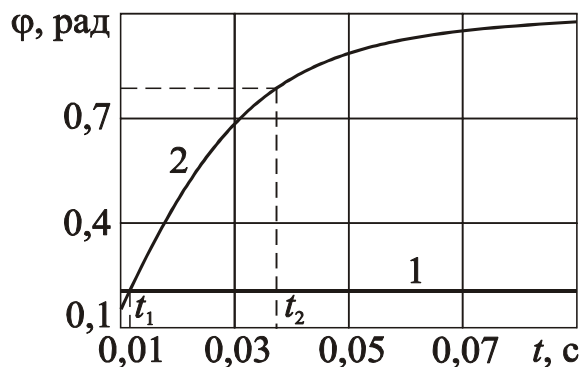


Рисунок 5. Графическое решение уравнения (21)

Значение коэффициента угловой жесткости АФМ вычисляется по соотношению

$$c = \frac{\Delta T_n}{\varphi_1}, \tag{23}$$

где

$$\Delta T_n = T_{н.м} - T_{н.маш} = zF_n R_{cp} (\beta_n - 1) \frac{f_{min}}{1 + zC_{min}f_{min}}.$$

Подставляя последнее равенство в формулу (23) и учитывая при этом соотношение (17) и (22), находим:

$$c = \frac{(\beta_n - 1)\beta_n c_o R_{cp}}{(\beta_n + 1)(n/r - 2/d)C_{min}f_1}. \tag{24}$$

Формула (24) показывает, что значение коэффициента угловой жесткости муфты пропорционально коэффициенту осевой жесткости пружины 10 (см. рис. 1).

С учетом принятых исходных данных получаем $c \approx 500$ Н·м.

Общая точка графиков на рис. 5 соответствует интервалу времени, в течение которого вращающий момент, действующий на ведомую полумуфту 2 (см. рис. 1), достигает значения, равного вращающему моменту $T_{н.м}$ ($t_1 \approx 0,016$ с).

За этот же период времени прирост внешней нагрузки равен $\Delta T = \Delta T' t_1 \approx 3,2$ Н·м, а уменьшение потенциального вращающего момента АФМ – 0,9 Н·м.

Значение текущего потенциального вращающего момента АФМ в данный период времени равно $T_{н.мi} = 32,1$ Н·м, что больше, чем значение номинального вращающего момента муфты, равного $T_{н.м} = 31,25$ Н·м. В связи с этим, срабатывание муфты в данный момент времени не произойдет, поскольку значение текущего потенциального вращающего момента АФМ больше, чем значение внешней нагрузки $T_{н.маш} + \Delta T = 28,2$ Н·м.

В дальнейшем описываемый процесс будет сопровождаться увеличением внешней нагрузки и, соответственно, уменьшением потенциального вращающего момента

АФМ. Прирост внешней нагрузки достигает значения, равного $\Delta T = T_{н.м} - T_{н.маш} = 6,25$ Н·м по истечении периода времени $t_2 = \Delta T / \Delta T' = 0,03125$ с (см. рис. 5).

Согласно рис. 5, угол упругого закручивания полумуфта в момент времени, равный t_2 , достигает значения $\varphi_2 \approx 0,082$ рад. При этом значение кратковременного вращающего момента в АФМ составляет $T_c = c\varphi_2 \approx 41$ Н·м.

С изменением скорости $\Delta T'$ соответственно будет изменяться и значение угла упругого закручивания полумуфта. Согласно формуле (21), знак изменения угла φ в рассматриваемом случае зависит от знака разности многочлена, заключенного в ее первых круглых скобках.

Первая производная функции, представленной упомянутым многочленом, равна

$$D(t) = \cos kt - 1,$$

и при некоторых ненулевых значениях аргумента отрицательная. Поскольку при $t=0$ упомянутый многочлен также равен нулю, то при $t>0$ разность многочлена отрицательная.

Следовательно, увеличение скорости $\Delta T'$ приведет, при фиксированном значении t , к уменьшению угла φ . Согласно изложенному выше, это, в свою очередь, приведет к смещению вправо общей точки графиков (см. рис. 5), увеличению соответствующего периода времени и прироста внешней нагрузки.

Поскольку период времени, в течение которого вращающий момент, действующий на ведомую полумуфту, становится равным $T_{н.м}$, значение перегрузки в приводе машины будет выше, чем при меньшем значении скорости $\Delta T'$ [11, 12].

Уменьшение скорости $\Delta T'$, наоборот, приведет к увеличению угла φ , уменьшению прироста внешней нагрузки и перегрузки в приводе.

Результаты исследования могут быть использованы при расчетах и проектировании АФМ первого поколения с переменным значением КУ для повышения точности расчетов, направленных на увеличение ее точности срабатывания.

Заключение

1. Значение первоначальной силы натяжения пружины УУ прямо пропорционально силе натяжения пружины, осуществляющей силовое замыкание фрикционной группы АФМ.

2. Настройка АФМ первого поколения с переменным значением КУ с учетом зазора сцепления требует введения в профиль линии, образующей боковую стенку гнезд УУ, начального прямолинейного участка с углом наклона, соответствующим значению номинального вращающего момента машины.

3. Длина упомянутого в п. 2 участка прямо пропорциональна силе натяжения пружины, осуществляющей силовое замыкание фрикционной группы АФМ, и обратно пропорциональна коэффициенту осевой жесткости пружины УУ.

4. При передаче номинального вращающего момента машины потенциальный вращающий момент АФМ превышает значение ее номинального вращающего момента.

5. При режиме статического нагружения привода машины увеличение внешней нагрузки приводит, при неизменном значении коэффициента трения, к срабатыванию АФМ при ее номинальном вращающем моменте.

6. При режиме динамического нагружения привода машины значение вращающего момента при срабатывании АФМ превышает значение ее номинального вращающего момента, причем, вращающий момент при срабатывании увеличивается с возрастанием скорости изменения внешней нагрузки.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Шишкарев, М.П. Определение параметров адаптивных фрикционных муфт с одноконтурной отрицательной обратной связью / М.П. Шишкарев, Ву Тьен Зунг // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 8. – С. 32–36.
2. Шишкарев, М.П. Функциональные связи между характеристиками предохранительных фрикционных муфт / М.П. Шишкарев // Вестник машиностроения. – 2006. – № 5. – С. 8–10.
3. Шишкарев, М.П. Практическая точность срабатывания адаптивной фрикционной муфты с переменным значением коэффициента усиления / М.П. Шишкарев, Ву Тьен Зунг // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2014. – № 3. – С. 3-7.
4. Шишкарев, М. П. Анализ способов настройки предохранительных фрикционных муфт / М.П. Шишкарев // Вестник машиностроения. – 2009. – № 8. – С. 29–32.
5. Шишкарев М.П. Модернизация адаптивной фрикционной муфты второго поколения / М.П. Шишкарев, А. Ю. Угленко // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2012. – № 10. – С. 3–7.
6. Шишкарев, М.П. Точность срабатывания адаптивной фрикционной муфты с отдельным силовым замыканием / М.П. Шишкарев, А.Ю. Угленко // Вестник ДГТУ. – 2014. – Т. 14. № 1 (76). – С. 200–203.
7. Шишкарев, М.П. Исследование эксплуатационных характеристик адаптивной фрикционной муфты второго поколения / М.П. Шишкарев, А.Ю. Угленко // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2013. – № 4. – С. 21–26.
8. Шишкарев, М.П. Анализ точности срабатывания вариантов адаптивной фрикционной муфты с отдельным силовым замыканием / М.П. Шишкарев, А. Ю. Угленко // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2015. – № 3. – С. 36–41.
9. Шишкарев, М.П. Оптимизация компоновочного решения базового варианта адаптивной фрикционной муфты второго поколения / М.П. Шишкарев // Вестник машиностроения. – 2006. – № 6. – С. 7–10.
10. Шишкарев, М.П. Уровень перегрузки при срабатывании адаптивных фрикционных муфт / М.П. Шишкарев // Вестник машиностроения. – 2006. – № 2. – С. 13–15.
11. Шишкарев, М.П. Эксплуатационные характеристики адаптивной фрикционной муфты второго поколения с отдельным силовым замыканием / М. П. Шишкарев, А.А.Лущик // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – № 3. – С. 28–31.
12. Шишкарев, М.П. Вопросы теории адаптивного фрикционного контакта твердых тел / М.П. Шишкарев // Изв. вузов. Машиностроение. – 1994. – № 4–6. – С. 43–47.

Поступила в редколлегию 12.01.2022 г.