

В. П. Т а р а с и к

К ВОПРОСУ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ВКЛЮЧЕНИЯ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Большое влияние на параметры работы фрикционных муфт, а также на динамические нагрузки в трансмиссии при переключении передач оказывает принцип действия гидравлических исполнительных цилиндров и закон нарастания давления в них в процессе сжатия дисков муфты. Изменение момента трения при буксовании фрикционной муфты можно выразить формулой:

$$M_{\phi}(t) = m \mu(t) F_{\text{сж}}(t), \quad (1)$$

где m — постоянная данной фрикционной муфты; $\mu(t)$ — коэффициент трения, изменяющийся в процессе буксования; $F_{\text{сж}}(t)$ — усилие сжатия дисков, переменное во времени.

Величина μ зависит от многих параметров, характеризующих процесс трения дисков. В результате экспериментальных исследований фрикционных муфт ГМП БелАЗ-540 установлено [1], что изменение коэффициента трения при буксовании муфты может быть описано эмпирической формулой:

$$\mu = \mu_0 + (A v_{1\text{ст}})^4 + B (N_{\text{уд}_{\text{МК}}})^{0,8} (1 - e^{-kt}) + E e^{D(40 - \omega_{\text{отн}})}, \quad (2)$$

где μ_0 — начальное значение коэффициента трения; $v_{1\text{ст}}$ — осредненное значение поверхностной температуры стального диска; $N_{\text{уд}_{\text{МК}}}$ — удельная мощность трения дисков с металлокерамическими накладками; $\omega_{\text{отн}}$ — относительная угловая скорость скольжения дисков муфты; A, B, E, D и k — коэффициенты.

В вальных коробках передач применяются фрикционные муфты с вращающимися гидравлическими исполнительными цилиндрами. Усилие сжатия дисков в этом случае определяется по формуле:

$$F_{\text{сж}}(t) = S_{\text{п}} p_{\text{п}}(t) + F_{\text{шп}}(t) - F_{\text{пр}}(H) - F_{\text{тр}}, \quad (3)$$

где $S_{\text{п}}$ — площадь поршня исполнительного цилиндра; $p_{\text{п}}(t)$ — статическое давление масла в цилиндре, изменяемое во времени в процессе буксования муфты; $F_{\text{шп}}(t)$ — усилие на поршень от

действия центробежного давления масла, переменное во времени в связи с изменением скорости вращения муфты при переключении передач и отставанием скорости вращения масла в цилиндре; $F_{\text{пр}}(H)$ — усилие отжимных пружин поршня после выбора зазора между дисками (при полном ходе поршня H); $\bar{f}_{\text{тр}}$ — суммарная сила трения поршня и дисков муфты.

При отсутствии устройств для плавного включения фрикционных муфт для определения зависимости $p_n = p_n(t)$ в работе [2] предложена формула:

$$p_n(t) = p_n - \frac{F_{\text{пр}}(H)}{S_n} \frac{p_n}{t_{1V}^2} (t_{1V} - t)^2, \quad (4)$$

где p_n — давление масла в магистрали подвода к цилиндру; t_{1V} — время нарастания давления в цилиндре до значения p_n в процессе сжатия дисков.

Проведя расчеты на электронных аналоговых вычислительных машинах, удобно применять другую формулу, которая при малых значениях t_{1V} дает достаточно близкое совпадение кривой изменения $p_n(t)$, определяемой по формуле (4):

$$p_n(t) = p_n (1 - e^{-k_1 t}), \quad (5)$$

где k_1 — коэффициент, характеризующий время, при котором $p_n(t) = 0,95 p_n$.

Для определения $F_{\text{уп}}(t)$ можно воспользоваться формулами, приведенными, например, в [3]. Усилие отжимных пружин определяется исходя из конструктивного исполнения по известным зависимостям.

Однако отсутствие устройств для плавного включения фрикционных муфт при переключении передач в трансмиссии автомобиля приводит к большим динамическим нагрузкам и преждевременному разрушению отдельных деталей и узлов. При этом диски муфты перегреваются и коробятся из-за большого градиента температуры по их толщине, обусловленного образованием значительной величины теплового потока в процессе буксования в связи с резким уменьшением относительной скорости дисков. Поэтому все современные ГМП снабжаются механизмами плавного включения фрикционных муфт.

На Белорусском автозаводе разработано и исследовано несколько таких механизмов. Схемы некоторых из них показаны на рис. 1. Рассмотрим принцип действия их и приведем математическое описание закономерностей регулирования давления в каналах подвода или в исполнительных цилиндрах фрикционных муфт.

сия. Силами инерции деталей и жидкости, а также силами трения пренебрегаем. Тогда можно записать систему дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} Q dt &= S_2 dh \\ S_1 dp &= c_1 dh \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

где S_1 и S_2 — площади торцевых поверхностей соответственно золотника и плунжера; Q — расход масла через дроссель 8; c_1 — жесткость пружины 2.

После соответствующих преобразований и интегрирования получим выражение зависимости изменения давления p_1 в канале 7 в функции времени t :

$$p_1 = \frac{\left(\frac{S_2}{S_1} - \frac{c_2}{c_1} - 1\right) (c_1 \xi t)^2 + 4c_1 \xi t \sqrt{S_2^3 \left(F'_{\text{нр}0} + \frac{S_2}{S_1} F_{\text{нр}0} - F_{\text{нр}0}\right)}}{4S_1 S_2^3} + \frac{F_{\text{нр}0}}{S_1}, \quad (7)$$

где c_2 — жесткость пружины 4; $F_{\text{нр}0}$ и $F'_{\text{нр}0}$ — соответственно усилия пружин 2 и 4 в крайнем правом положении плунжера (ходом золотника пренебрегаем);

$$\xi = CS_{\text{д}} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}},$$

где C — коэффициент расхода дросселя 8; $S_{\text{д}}$ — площадь отверстия дросселя; γ — плотность жидкости.

При $S_1 = S_2$ выражение (7) получает вид:

$$p_1 = \frac{4c_1 \xi t \sqrt{F'_{\text{нр}0} S_1^3 - c_1 c_2 (\xi t)^2}}{4S_1^4} + \frac{F_{\text{нр}0}}{S_1}. \quad (8)$$

Если в механизме не устанавливать пружину 4, выражение (7) примет вид:

$$p_1 = \frac{\left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right) (c_1 \xi t)^2 + 4c_1 \xi t \sqrt{S_2^3 F_{\text{нр}0} \left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)}}{4S_1 S_2^3} + \frac{F_{\text{нр}0}}{S_1}. \quad (9)$$

Полное время перемещения плунжера $t_{\text{пл}}$, в течение которого происходит регулирование давления, определяется по формуле:

$$t_{пл} = \frac{2S_1 \sqrt{S_2^3} \left(\sqrt{F_{пр_0} + c_1 h} \left(S_2 - S_1 - \frac{c_2}{c_1} S_1 \right) + F'_{пр_0} + \frac{c_2}{c_1} F_{пр_0} - \sqrt{F'_{пр_0} + \frac{S_2}{S_1} F_{пр_0} - F_{пр_0}} \right)}{\xi c_1 \left(S_2 - S_1 - \frac{c_2}{c_1} S_1 \right)}, \quad (10)$$

где h — полный ход плунжера.

На основании формулы (8) на рис. 2 построен график, на котором приведены кривые изменения давления $p_1 = p_1(t)$ при различных диаметрах отверстия дросселя d_d . При расчете принято: $S_1 = S_2 = 3,14 \text{ см}^2$; $F_{пр_0} = 6,92 \text{ кг}$; $F'_{пр_0} = 2,3 \text{ кг}$; $c_1 = 11,55 \text{ кг/см}$; $c_2 = 0,655 \text{ кг/см}$.

В результате испытаний клапана (рис. 1, а) на гидромеханической передаче установлено, что если при переключении передач

давление в канале 7 падает незначительно, то плунжер отходит вправо на небольшую величину, после чего механизм плавного включения оказывает влияние на процесс включения только на режимах нагрузки в трансмиссии автомобиля, близких к номинальному, когда буксование фрикционной муфты оканчивается при давлении, регулируемом золотником. Такое положение создается в связи с тем, что в вальных коробках передач с вращающимися фрикционными муфтами механизм плавного включения расположен слишком далеко от исполнительного цилиндра и каналы подачи масла в цилиндры имеют большое гидравлическое сопротивление.

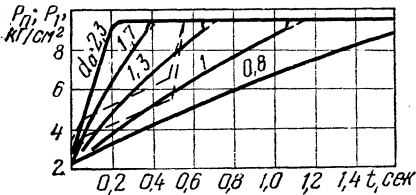


Рис. 2. Графики изменения регулируемого давления во времени (сплошные линии — для механизмов, приведенных на рис. 1, а и б; штриховые — для механизма, примененного в ГМП БелАЗ-540).

давление в канале 7 падает незначительно, то плунжер отходит вправо на небольшую величину, после чего механизм плавного включения оказывает влияние на процесс включения только на режимах нагрузки в трансмиссии автомобиля, близких к номинальному, когда буксование фрикционной муфты оканчивается при давлении, регулируемом золотником. Такое положение создается в связи с тем, что в вальных коробках передач с вращающимися фрикционными муфтами механизм плавного включения расположен слишком далеко от исполнительного цилиндра и каналы подачи масла в цилиндры имеют большое гидравлическое сопротивление.

С учетом этого недостатка разработан механизм 4, схема которого приведена на рис. 1, б. Он отличается от описанного тем, что во время выбора зазоров между дисками полость плунжера 5 соединена со сливом, а левый торец золотника 1 дроссельными отверстиями 10 и 11 соединен с каналом 7 и одновременно со сливом, в результате чего на него действует в соответствующее число раз меньшее давление, чем в канале 7. В конце хода плунжера (обычно он немного не доходит до правого крайнего положения) усилие на золотник от давления масла начинает превышать усилие пружины 2, вследствие чего он перемещается вправо и перекрывает слив из полости плунжера 5, соединяя ее дроссельным отверстием с каналом 7. Плунжер начинает перемещаться

влево, сжимая пружину и обеспечивая плавное нарастание давления в канале 7. В процессе сжатия дисков этот механизм работает так же, как и описанный выше. Закон нарастания давления в канале 7 соответствует приведенным формулам (7—9).

При применении одного такого механизма на всех передачах необходимо, чтобы время заполнения цилиндров всех фрикционных муфт было примерно одинаково и мало зависело от режима работы ГМП. Время отхода плунжера $t'_{пл}$ в правое положение можно определить по формулам, выведенным из условий неразрывности потока и равновесия плунжера (силами инерции и трения пренебрегаем):

$$\left. \begin{aligned} Qdt &= S_2 dh \\ S_2 dp_2 &= (c_1 + c_2) dh \end{aligned} \right\}. \quad (11)$$

После интегрирования находим время отхода плунжера:

$$t'_{пл} = \frac{2S_2^2}{\xi(c_1 + c_2)} \left(\sqrt{\frac{h(c_1 + c_2) + F_{np_0} - F'_{np_0}}{S_2}} - \sqrt{\frac{F_{np_0} - F'_{np_0}}{S_2}} \right). \quad (12)$$

Для механизма, показанного на рис. 1, а, время отхода плунжера определяется по формуле:

$$t'_{пл} = \frac{2S_2^2}{\xi(c_1 + c_2)} \left(\sqrt{\frac{h'(c_1 + c_2) + F_{np_0} - F'_{np_0}}{S_2}} - p'_1 - \sqrt{\frac{F_{np_0} - F'_{np_0}}{S_2} p'_1} \right), \quad (13)$$

где p'_1 — давление в канале 7 в процессе выбора зазоров между дисками муфты; h' — ход плунжера, определяемый из выражения:

$$h' = h - \frac{p'_1 S_2 - F_{np_0} - F'_{np_0}}{c_1 + c_2}.$$

Если давление p'_1 значительно превышает давление в цилиндре в конце хода поршня, определяемое усилием отжимных пружин поршня и сил трения, то произойдет жесткое включение муфты. Это обусловлено тем, что давление в цилиндре резко возрастает до величины $\infty p'_1$, и только после этого будет медленно возрастать в соответствии с затяжкой пружины 2 золотника. Таким образом, механизм, показанный на рис. 1, а, можно применять лишь в том случае, если его установить в непосредственной близости от исполнительного цилиндра, что возможно только в планетарных коробках.

В ГМП Torqmatic серий 5960—6060 с планетарной коробкой передач применен механизм плавного включения, показанный на рис. 1, в. Этот механизм может быть использован в вальных коробках передач с вращающимися фрикционными муфтами. Однако для получения положительного эффекта он должен устанавливаться непосредственно в исполнительном цилиндре таким образом, чтобы давление масла в нем воздействовало на золотник 4.

Работает этот механизм следующим образом. В конце хода поршня давление в цилиндре возрастает до значения, при котором золотник механизма 4, двигаясь влево вместе с плунжером 2, открывает отверстие слива 7. После этого под действием давления масла в полости 5, а также усилия пружины 3 плунжер отрывается от золотника и начинает перемещаться влево, сжимая пружину 1. Давление в цилиндре, а также в полости 5 нарастает соответственно увеличению усилия пружины 1. Скорость перемещения плунжера определяется разностью давлений в цилиндре перед дроссельным отверстием 6 и в полости 5, получаемой за счет усилия пружины 3. После достижения плунжером крайнего левого положения давление масла слева и справа на золотник 4 начинает выравниваться, и он под действием пружины 3 перекрывает отверстие слива 7. В результате этого давление в цилиндре возрастает до максимального значения, соответствующего давлению в канале подвода. После выключения фрикционной муфты плунжер 2 под действием пружины 1, преодолевая усилие более слабой пружины 3, возвращается в крайнее правое положение до соприкосновения с золотником 4.

Пренебрегая силами инерции и трения и обозначив площади торцов золотника S_1 и плунжера S_2 , можно написать систему дифференциальных уравнений для этого механизма:

$$\left. \begin{aligned} Qdt &= S_2 dh \\ S_1 dp_n &= \left(c_2 \frac{S_1}{S_2} - c_1 \right) dh \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

После интегрирования и преобразования получим выражение для определения изменения давления в цилиндре:

$$p_n = \frac{4\xi S_2 (c_2 S_1 - c_1 S_2) \left(c_1 + c_2 - c_1 \frac{S_2}{S_1} \right) \sqrt{F_{np1_0} S_1^3 t - c_1 [(c_2 S_1 + c_1 S_2) \xi t]^2}}{4S_1^3 S_2^3 \left(c_1 + c_3 - c_1 \frac{S_2}{S_1} \right)} + \frac{F_{np1_0} (S_2 - S_1) + F_{np2_0} S_1}{S_1 S_2}, \quad (15)$$

где F_{np1_0} — усилие пружины 3 в исходном положении плунжера, когда он соприкасается с золотником; F_{np2_0} — усилие пружины 1.

жины 1 в положении, когда плунжер и золотник, двигаясь вместе влево, открывают отверстие слива 7.

Полное время перемещения плунжера $t_{пл}$, в течение которого происходит регулирование давления, определяется по формуле:

$$t_{пл} = \frac{2 \left(c_1 + c_2 - c_1 \frac{S_2}{S_1} \right) \sqrt{S_1^3}}{\xi c_1 (c_2 S_1 - c_1 S_2)} \left(\sqrt{F_{np1_0}} - \sqrt{F_{np1_0} - c_1 h} \right). \quad (15a)$$

При $S_1 = S_2$, что обычно выполняется в реальных механизмах, в частности в механизме плавного включения ГМП Torgmatic, выражения (15) и (15a) принимают вид:

$$p_{п} = \frac{4\xi c_2 (c_2 - c_1) \sqrt{F_{np1_0} S_1^3} t - c_1 [(c_2 - c_1) \xi t]^2}{4c_2 S_1^4} + \frac{F_{np2_0}}{S_1}; \quad (16)$$

$$t_{пл} = \frac{2c_2 \sqrt{S_1^3}}{\xi c_1 (c_2 - c_1)} \left(\sqrt{F_{np1_0}} - \sqrt{F_{np1_0} - c_1 h} \right). \quad (16a)$$

В ГМП БелАЗ-540 применен механизм плавного включения фрикционных муфт, который отличается от приведенного на рис. 1, в том, что пружина 3 опирается на неподвижный упор. Выражение для определения изменения давления в цилиндре в этом случае получается из формулы (15), как для частного случая:

$$p_{п} = \frac{F_{np1_0} S_2 + F_{np2_0} S_1}{S_1 S_2} + \frac{c_2 \xi \sqrt{\frac{F_{np1_0}}{S_1}}}{S_2^2} t. \quad (17)$$

Это уравнение прямой линии. Первое слагаемое правой части определяет значение давления в цилиндре, с которого механизм вступает в работу и начинает регулировать давление.

Выражение для определения полного времени срабатывания механизма $t_{пл}$ имеет вид:

$$t_{пл} = \frac{S_2 h}{\xi \sqrt{\frac{F_{np1_0}}{S_1}}}. \quad (17a)$$

На рис. 2 штриховыми линиями показаны кривые изменения давления в цилиндре, построенные в соответствии с формулой (17). Две наклонные линии соответствуют различной степени открытия сливного отверстия 7 (рис. 1, в), определяемой разным значением производительности маслонасоса при малой и большой скорости вращения входного вала ГМП.

Следует отметить, что применение только рассмотренных механизмов плавного включения без наличия системы регулирования давления масла в цилиндрах в зависимости от скоростного

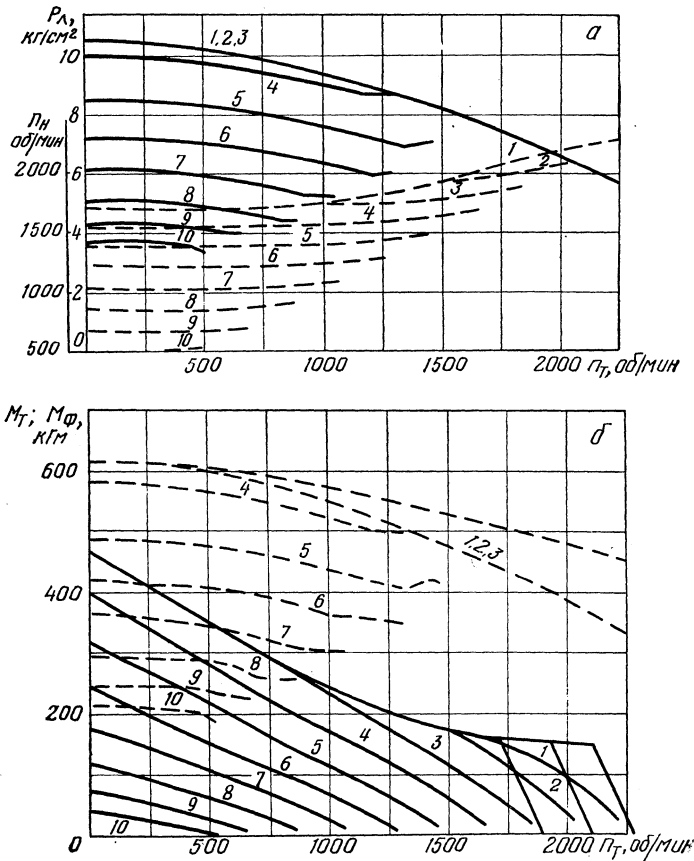


Рис. 3. Характеристики перспективной гидромеханической передачи БелАЗ с регулируемым давлением масла в магистрали включения фрикционных муфт:

а — изменение давления p_d (сплошная линия) и скорость вращения вала двигателя n_n (штриховая) в функции скорости вращения турбины n_T ; б — крутящий момент на турбинном колесе M_T (сплошная линия) и момент трения фрикционной муфты M_ϕ (штриховая); 1—10 — кривые, соответствующие различным скоростным режимам двигателя.

режима и нагрузки ГМП, а также без устройств для сокращения времени разрыва потока мощности при переключении передач не может дать желаемого эффекта по снижению динамических нагрузок и повышению плавности.

Уменьшение времени нахождения ГМП в нейтрали решается различными способами. Большинство из них значительно усложняет конструкцию системы управления и не обеспечивает требуемой надежности. Наиболее простым следует признать способ, обеспечивающий сокращение времени включения исполнительного цилиндра за счет применения ступенчатого поршня, образующего с барабаном муфты две полости цилиндра — малую и большую. Малая полость служит для быстрого перемещения поршня и обеспечения предварительного сжатия дисков. Большая полость заполняется несколько позже и окончательно дожимает диски.

В перспективных ГМП Белорусского автозавода вопрос плавного включения фрикционных муфт решается применением исполнительных цилиндров с двумя полостями при одновременном регулировании давления масла в зависимости от скоростного режима и нагрузки.

На рис. 3, а показаны кривые изменения давления масла и кривые (штриховые) изменения скорости вращения вала двигателя в функции изменения скорости вращения турбины, а на рис. 3, б соответствующие им кривые выходной характеристики турбины и момента трения фрикционной муфты (штриховые линии) при коэффициенте трения $\mu=0,1$ и усилии сжатия, развиваемом обеими полостями исполнительного цилиндра. Верхняя линия соответствует приращению момента муфты с учетом центробежного давления масла.

В результате испытаний ГМП установлено, что время разрыва потока мощности при переключении передач под нагрузкой составляет около 0,1—0,2 сек, что можно считать вполне приемлемым.

Постепенное нарастание давления в большой полости цилиндра обеспечивается сжатием находящегося в ней воздуха за счет подачи масла через дроссельное отверстие. Расчетная схема для определения закономерности изменения давления в большой полости цилиндра представлена на рис. 1, г. Из условия неразрывности потока имеем:

$$dW_6 = Qdt = \xi \sqrt{p'_n - p'_6} dt, \quad (18)$$

где p'_n и p'_6 — абсолютные давления в линии подвода и в большой полости цилиндра; dW_6 — изменение объема цилиндра, занятого воздухом.

Принимаем процесс сжатия воздуха изотермическим, т. е.

$$p'_6 W_6 = p'_6 W_6. \quad (19)$$

Считая, что большая полость цилиндра полностью заполнена воздухом (W_6) и избыточное давление в ней составляет величину $p_6 = 0$, после интегрирования и соответствующих преобра-

зований получим выражение зависимости времени нарастания избыточного давления p_6 от параметра цилиндра и давления в системе:

$$t = \frac{W_{60}}{\xi \sqrt{(p_n + 1)^3}} \left[\sqrt{p_n(p_n + 1)} - \frac{\sqrt{(p_n + 1)(p_n - p_6)}}{p_6 + 1} + \ln \frac{\sqrt{p_6 + 1}(\sqrt{p_n} + \sqrt{p_n + 1})}{\sqrt{p - p_6} + \sqrt{p_n + 1}} \right]. \quad (20)$$

На рис. 4 приведены графики изменения давления в большой полости цилиндра муфты в функции времени при различном давлении масла в магистрали p_n . При вращении цилиндра значение p_n необходимо увеличивать на величину центробежного давления масла у дресселя.

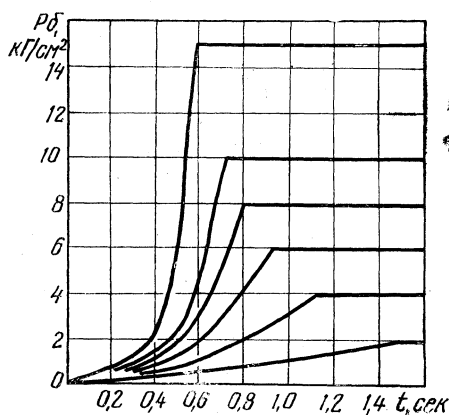


Рис. 4. Зависимость изменения давления в большой полости цилиндра во времени от величины давления в магистрали подвода масла к фрикционной муфте.

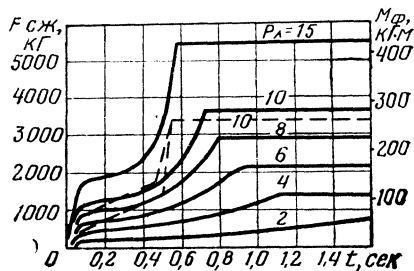


Рис. 5. Графики изменения усилия сжатия дисков $F_{сж}$ во времени (сплошные линии — для гидравлического исполнительного цилиндра с двумя полостями; штриховые — для механизма, примененного в ГМП БелАЗ-540).

Усилие сжатия дисков в этом случае определяется по формуле:

$$F_{сж}(t) = p_m(t) S_m + p_6(t) S_6 + F_{цм}(t) + F_{цб}(t) - F_{пр}(H) - F_{пр}, \quad (21)$$

где $p_m(t)$ — давление масла в малой полости цилиндра, определяемое по формуле (4) или (5); S_m и S_6 — площади поршня, на которые действует давление в малой и большой полостях; $F_{цм}(t)$ — усилие центробежного давления масла в малой полости, определяемое по формулам, приведенным в [3]; $F_{цб}(t)$ — усилие

центробежного давления масла в большой полости, определяемое по формуле:

$$F_{цб}(t) = \frac{\pi \gamma \omega^2(t) \alpha^2}{4g} [R_6^2 - r^2(t)]^2, \quad (22)$$

где $\omega(t)$ — угловая скорость вращения цилиндра, переменная в процессе буксования; α — коэффициент отставания скорости вращения масла в цилиндре; $r(t)$ — внутренний радиус масляного кольца, изменяемый в процессе заполнения большой полости цилиндра и определяемый по формуле:

$$r(t) = \sqrt{\frac{R_6^2 + r_6^2 \rho_6(t)}{\rho_6(t) + 1}}. \quad (23)$$

Следует отметить, что в конце процесса заполнения большой полости вращающегося цилиндра в связи с большей плотностью масла по сравнению с воздухом последний начинает вытесняться из большой полости в малую и далее в магистраль подвода масла, в результате чего скачкообразно увеличивается высота столба вращающейся жидкости, и сила центробежного давления принимает значение:

$$F_{цм} + F_{цб} = \frac{\pi \gamma \omega^2 \alpha^2}{4g} [R_6^4 - r_m^4 - 2r_0^2 (R_6^2 - r_m^2)]. \quad (24)$$

На рис. 5 приведены кривые изменения усилия сжатия дисков фрикционной муфты перспективной ГМП БелАЗ, определенные по формуле (21) без учета сил центробежного давления масла. Этим графиком можно пользоваться для расчета процесса включения фрикционной муфты при трогании. Здесь же штриховыми линиями показано изменение усилия сжатия дисков муфты ГМП БелАЗ-540. По оси ординат справа отложены значения момента трения муфт при динамическом коэффициенте трения $\mu = 0,05$, что соответствует среднему значению его в процессе буксования при трогании автомобиля с начальной скоростью вращения вала двигателя около 1000 об/мин.

Из рассмотренных графиков (рис. 3 и 5) видно, что применение регулируемого давления в зависимости от скоростного режима и нагрузки при одновременном обеспечении плавного нарастания давления в исполнительном цилиндре позволяет в большей степени удовлетворить требованиям достижения оптимальных условий процесса включения фрикционных муфт гидромеханических передач.

Предложенные формулы позволяют производить расчетное исследование различных гидравлических устройств, предназначенных для регулирования процесса сжатия дисков муфты.

Литература

[1] Тарасик В. П. и др. Улучшение эксплуатационных качеств тракторов и автомобилей. — Труды Белорус. ин-та механизации сельского хозяйства. Горки, 1969, вып. 13. [2] Харитонов Н. П., Анохин В. А. К вопросу о плавности переключения гидромеханической передачи. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 5. [3] Гапоян Д. Т. Фрикционы автоматических коробок передач. М., 1966. [4] Тарасик В. П. и др. Бюллетень изобретений и товарных знаков, 1969, № 11 (авторское свидетельство № 239807). [5] Жук М. Н., Гурман П. Я., Тарасик В. П. Исследование механизмов плавного включения фрикционных муфт гидромеханических передач. — Труды НАМИ. М., 1970, вып. 124.