

УДК 629.35-027.31

В. П. Тарасик, О. А. Шаповалова, В. В. Региня, Р. В. Плякин

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ФРИКЦИОНОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

UDC 629.35-027.31

V. P. Tarasik, O. A. Shapovalova, V. V. Reginya, R. V. Pliakin

DESIGNING OF FRICTION CLUTCHES OF HYDROMECHANICAL TRANSMISSIONS

Аннотация

Изложена методика определения основных параметров многодисковых фрикционов, используемых в гидромеханических передачах в качестве механизмов управления переключением передач. Рассмотрено решение проблемы выключения вращающихся фрикционов с помощью шариковых клапанов слива. Приведена конструкция фрикциона с таким клапаном, разработанная авторами статьи в процессе модернизации гидромеханической передачи карьерных самосвалов БелАЗ.

Ключевые слова:

гидромеханическая передача, гидротрансформатор, фрикцион, коробка передач.

Abstract

The methodology of determining the key parameters of multi-disk friction clutches used in hydromechanical transmissions as mechanisms of gear shift control is given. The solution of the problem of disengagement of rotating friction clutches by means of ball drain valves is considered. The paper deals with the design of the friction clutch with such a valve, developed by the authors of the paper in the course of modernization of hydromechanical transmission of BelAZ quarry dump trucks.

Key words:

hydromechanical transmission, torque converter, friction clutch, gearbox.

Гидромеханическая передача (ГМП) состоит из гидротрансформатора (ГДТ), коробки передач (КП) и системы управления переключением передач. Переключение передач осуществляется многодисковыми фрикционами посредством гидропривода. В вальных коробках передач фрикционы расположены на вращающихся валах. На поршень вращающегося фрикциона, кроме управляемого статического давления, действует центробежное давление рабочей жидкости. Поэтому наряду с необходимостью создания расчетного момента трения в процессе скольжения дисков при включении передачи возникает проблема обеспечения надежного

выключения фрикциона [1, 2]. Эта же проблема характерна и для вращающихся фрикционов планетарных коробок передач, используемых для блокирования планетарных рядов. Устройства компенсации силы центробежного давления на поршень существенно усложняют конструкцию фрикциона и могут снижать его надежность [3-5]. В данной статье рассмотрены основные вопросы проектирования фрикционов с учетом отмеченных их особенностей.

Проектирование начинают с определения необходимого момента трения M_f , который должен развивать фрикцион:

$$M_{\phi} = M_{\text{нагр}} R_{\phi}, \quad (1)$$

где $M_{\text{нагр}}$ - момент нагрузки фрикциона, Н-м; v_{ϕ} - коэффициент запаса момента трения.

Значение $M_{\text{нагр}}$ зависит от места расположения фрикциона в кинематической схеме ГМП, от параметров характеристик двигателя и ГДТ и от их совмещения. Величину v_{ϕ} принимают для фрикционов КП в пределах $v_{\phi} = 1,1 \dots 1,3$, а для блокировочного фрикциона ГДТ $v_{\phi} = 1,4 \dots 1,8$.

Момент трения фрикциона определяется по формуле

$$M_{\phi} = \mu_{\text{сж}} \Gamma_{\phi}^{\text{экв}} \quad (2)$$

где μ - коэффициент трения; $F_{\text{сж}}$ - усилие сжатия пакета фрикционных дисков, Н; r_{ϕ} - радиус действия эквивалентной суммарной силы трения, м; z_{ϕ} - число пар трения.

Наиболее широкое применение в конструкциях отечественных ГМП получили фрикционные диски с парой трения металлокерамика МК5-сталь 65Г. Коэффициент трения фрикционных дисков μ зависит от скорости их скольжения и для данной пары трения изменяется в широких пределах, что является ее недостатком. На основе экспериментов получено следующее выражение для определения μ этой пары трения:

$$\mu = \mu_0 + (\mu_k - \mu_0) \exp(-\kappa_e \Gamma_{\phi}^{\text{экв}} \omega_{\text{ск}}), \quad (3)$$

где μ_0 , μ_k - начальное и конечное значения коэффициента трения в процессе включения фрикциона; $\omega_{\text{ск}}$ - угловая скорость скольжения фрикционных дисков, рад/с; κ_e - коэффициент экспоненты.

Для пары трения металлокерамика МК5-сталь 65Г получено: $\mu_0 = 0,05 \dots 0,06$;

$\mu_k = 0,10 \dots 0,12$; $\kappa_e = 0,275$. Допускаемое давление на поверхностях трения этой пары составляет $|d_{\text{ср}}| = 4 \dots 5$ МПа.

Радиус r_{ϕ} вычисляется по формуле

$$r_{\phi} = 0,5 (E_{\phi} + G_{\phi}) \quad (4)$$

где E_{ϕ} , G_{ϕ} - наружный и внутренний радиусы поверхностей трения фрикционных дисков, м.

Значения E_{ϕ} и G_{ϕ} принимают по компоновочным соображениям исходя из необходимости получения минимальных габаритов ГМП. Максимально допустимая величина усилия сжатия фрикционных дисков

$$F_{\text{сж.тах}} = A_{\phi} \mu_{\text{сж}} / \eta_{\text{ср}} \quad (5)$$

где A_{ϕ} - полная площадь поверхности пары трения дисков, м²; η - коэффициент взаимного перекрытия.

На поверхности трения фрикционной накладки, изготовленной из металлокерамики МК5, выполняют различной формы канавки, предназначенные для смазывания и охлаждения поверхностей трения, а также для удаления смазки и продуктов износа в процессе буксования. Форма канавок и их количество определяют величину η , которая обычно находится в пределах $0,6 \dots 0,7$.

Выражение (3) используется при моделировании процесса буксования во времени, а при определении M_{ϕ} по формуле (2) принимают $\mu = \mu_k = 0,10 \dots 0,12$. Значение $\mu_{\text{сж}}$ обеспечивается выбором параметров гидроцилиндра фрикциона, определяющих площадь его поршня $A_{\text{п}}$, и давления рабочей жидкости системы управления ГМП $p_{\text{с у}}$. Значение $p_{\text{с у}}$ для современных ГМП находится в пределах $1 \dots 2$ МПа. Усилие сжатия фрикционных дисков вычисляется по формуле

$$\hat{c}_{ж} (\hat{c}_{y.п} F_{в.п})^k \phi - \hat{c}_{ж.шах}, \quad (6)$$

где $F_{в.п}$ - усилие возвратных пружин поршня, Н; $k\phi$ - коэффициент, учитывающий потери на трение в сопряжениях перемещаемых деталей фрикциона (поршня и фрикционных дисков в процессе их перемещения при включении фрикциона).

Значение $k\phi$ зависит в основном от числа пар трения. В первом приближении его можно вычислить из соотношения $k\phi = 1 - 0,009gf$. Более точное значение можно получить по формулам, приведенным в [2].

При известных значениях ζ , $\hat{c}_{ж}$, и g_3 по формуле (2) определяют необходимое количество пар трения gf фрикционных дисков для каждого из фрикционов ГМП. Максимальное значение gf для блокировочного фрикциона гидротрансформатора достигает 6...8, а для фрикционов коробки передач - 14.18.

Для надежного выключения вращающихся фрикционов вальной коробки передач необходимо выполнение условия, чтобы усилие возвратных пружин поршня $F_{в.п}$ было больше силы центробежного давления рабочей жидкости на поршень гидроцилиндра фрикциона, т. е. $\hat{c}_{в.п} > F_{н.ц}$. Значение $\hat{c}_{п.ц}$ вычисляется по формуле

$$F_{п.ц} = \frac{\pi^3 r_{п.ф}^2}{3600} [- 4 - 2\gamma_2 ((- \Gamma^2) \quad (7)$$

где ρ - плотность рабочей жидкости, кг/м³; $\Pi\phi$ - частота вращения гидроцилиндра фрикциона, об/мин; $r_{п.ф}$, $r_{п.в}$ - наружный и внутренний радиусы поршня, м; Γ - минимальный радиус кольца вращающейся жидкости, м.

Решение проблемы выключения фрикционов ГМП карьерных самосвалов БелАЗ осуществлялось в процессе модернизации, связанной с внедрением мехатронной системы автоматического управления трансмиссией.

На рис. 1 представлена конструкция модернизированного фрикциона ГМП самосвала БелАЗ-7555.

Фрикцион состоит из корпуса гидроцилиндра 3, поршня 4, зубчатого венца 6, комплекта фрикционных дисков 7 и 9, опорного диска 8, возвратных пружин 1. Корпус гидроцилиндра снабжен прямобочными шлицами, которыми он сопрягается с валом коробки передач. В корпусе выполнены отверстия 2 для подачи рабочей жидкости в полость гидроцилиндра. Зубчатый венец 6 закреплен на корпусе гидроцилиндра 3 посредством эвольвентных шлицев. Поршень 4, ведущие диски 7 и опорный диск 8 снабжены шлицами, которыми они взаимодействуют с зубчатым венцом 6. На внутренней поверхности ведомых дисков 9 выполнены эвольвентные шлицы, посредством которых они связаны со ступицей, закрепленной на ведущей шестерне управляемой ступени коробки передач. Ведомые диски снабжены фрикционными накладками из металлокерамики МК5.

Для обеспечения надежного выключения фрикциона при большой скорости вращения в поршне установлен шариковый клапан слива 5. Когда рабочая жидкость в гидроцилиндре находится под номинальным давлением гидросистемы ГМП, шарик прижат к седлу и закрывает сливное отверстие. После соединения гидроцилиндра со сливной магистралью через отверстие 2 центробежная сила инерции шарика выкатывает его из седла, сливное отверстие клапана открывается, и гидроцилиндр начинает опорожняться. Слив жидкости через шариковый клапан предназначен снизить силу центробежного давления, действующую на поршень, и вернуть поршень в исходное положение под действием возвратных пружин.

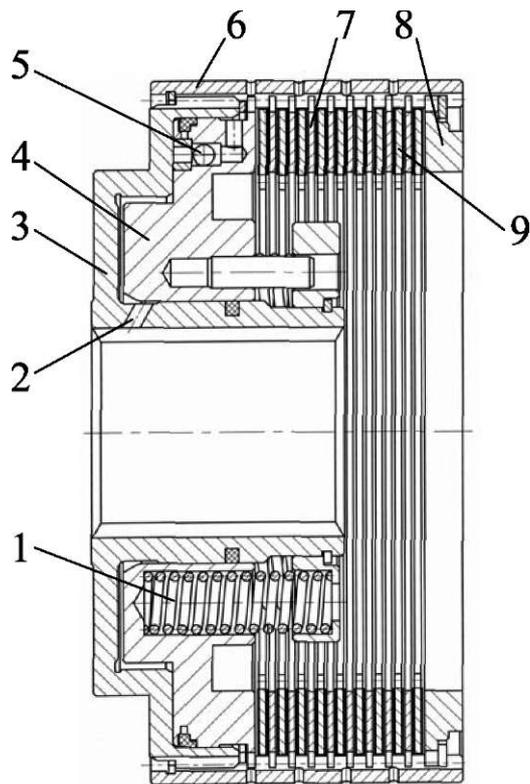


Рис. 1. Фрикцион ГМП самосвала БелАЗ-7555

Характеристики функционирования шарикового клапана 5 определяются его параметрами и формой седла шарика. Шариковые клапаны выполняют с кольцевым, конусным или сферическим седлом. Во фрикционе БелАЗ использован клапан с кольцевым седлом. Его расчетная схема показана на рис. 2. Герметичность шарикового клапана с кольцевым седлом в закрытом состоянии обеспечивается узким кольцевым пояском, по которому осуществляется контакт шарика с седлом. Этот поясик получают путем причеканки шарика к опорной поверхности седла.

Открытие и закрытие шарикового клапана происходит под действием центробежной силы инерции шарика F_j и силы давления рабочей жидкости на шарик. Клапан закроется при условии, если момент силы $F_{дш}$ относительно верхней опорной точки C шарика на седле станет больше момента си-

лы F_j относительно той же точки, т. е. при выполнении неравенства

$$F_{ам} a > F_j b, \quad (8)$$

где a - плечо силы $F_{ам}$; b - плечо силы F_j .

На рис. 2 параметры a и b показаны для закрытого положения клапана. Значения этих параметров определяются по формулам:

$$a = r_{ш} \sin a; \quad (9)$$

$$b = r_{ш} \cos a. \quad (10)$$

где $r_{ш}$ - радиус шарика, м; a - угол между линией OC , соединяющей центр шарика с точкой его опоры C , и горизонтальной осью x .

Сила стремится закрыть клапан и создает относительно точки C момент закатывания шарика на седло

$M_{зак}$, а сила F_j - наоборот, стремится его открыть, создавая момент выкаты-

вания шарика M_B

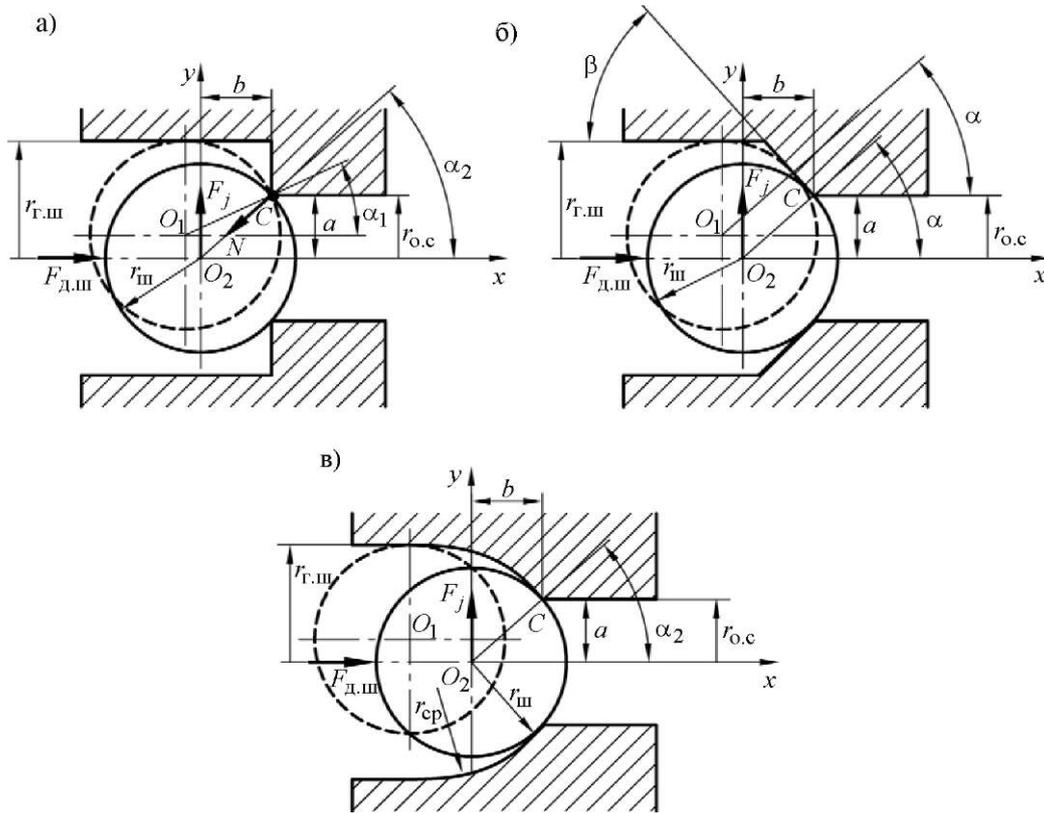


Рис. 2. Схема шарикового клапана

Для обеспечения надежной работы фрикциона шариковый клапан слива должен удовлетворять следующим требованиям.

1 Клапан должен надежно закрываться при подаче рабочей жидкости под давлением в гидроцилиндр фрикциона при его включении во всем диапазоне частоты вращения. Это обеспечивается при условии, если $M_{зак} > M_{вык}$ при $a = a_1$, и соответствует неравенству

$$F_{д.ш} \sin a_1 > F_j / N \cos a_2 \quad (\text{II})$$

где a_1 - значение угла a в открытом состоянии шарикового клапана.

2 Клапан должен оставаться в закрытом состоянии во всем диапазоне частоты вращения включенного фрик-

циона, гидроцилиндр которого находится под давлением, формируемым исполнительным механизмом системы управления фрикционами. Это условие отображается неравенством

$$F_{д.ш} \sin a_2 > F_j \cos a_2, \quad (12)$$

где a_2 - значение угла a в закрытом состоянии шарикового клапана.

3 Клапан должен безусловно открываться при соединении со сливом магистрали включения фрикциона в диапазоне частоты его вращения, в котором усилие центробежного давления жидкости на поршень превышает усилие возвратных пружин поршня фрикциона. Это обеспечивается при условии, если $M_{зак} < M_{вык}$ при $a = a_2$, и соответствует неравенству

$$F_p \cdot m^r \sin a_2 < F_j m^c \cos a_2 \quad (13)$$

4 Клапан должен находиться в открытом состоянии при выключенном фрикционе, что соответствует условию

$$F_g m^r \sin a_1 < F_j m^c \cos a_1 \quad (14)$$

Значения углов a_1 и a_2 (в радианах) определяются по формулам:

$$a_1 = \arcsin \frac{C_1}{V} - \frac{r_{г.ш} - r_{г.о.с}}{r_{ш}} \frac{J}{J} \quad (15)$$

$$a_2 = \arcsin \frac{C_1 r_{о.с}}{V r_m J} \quad (16)$$

На рис. 3 приведен график зависимости силы центробежного давления рабочей жидкости на поршень вра-

щающегося фрикциона $F_{нц}$ от частоты его вращения $\Pi\phi$, а также отображены значения усилий возвратных пружин поршня в исходном состоянии $F_{нп0}$ и в конечном $F_{нпк}$. Сила $F_{пц}$ вычислена по формуле (7) при $r_0 = 0$. Согласно рис. 3 усилия возвратных пружин достаточно для освобождения фрикционных дисков и перемещения поршня в исходное положение при частоте вращения фрикциона, не превышающей 2000 об/мин. При переключении передач максимальная частота вращения фрикционов, расположенных на валу турбины, может достигать 2200 об/мин. Этим и обусловлена необходимость применения шарикового клапана слива.

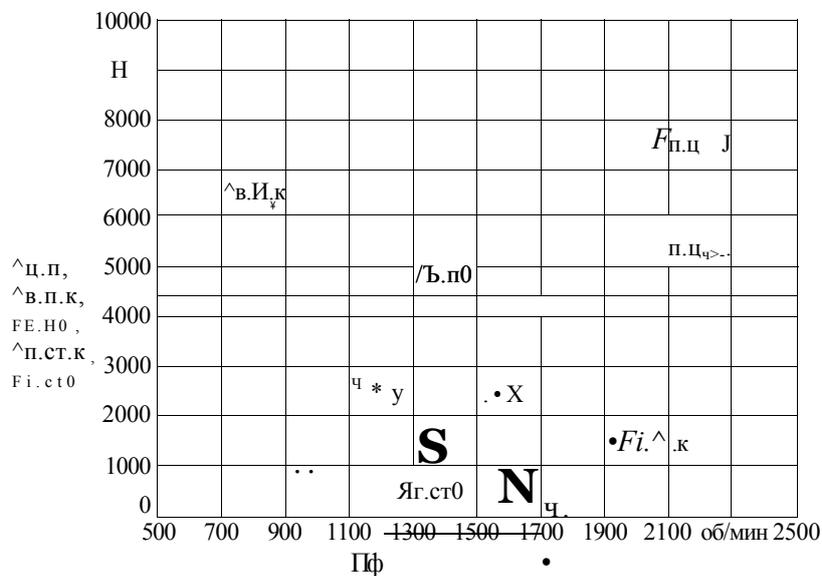


Рис. 3. Графики зависимостей усилия центробежного $F^$ и статического $F_{ст0}$: $F_{п}$ давлений рабочей жидкости на поршень, усилия возвратных пружин $F_{е.н0}$, $F_{е.пк}$ от частоты вращения фрикциона $\Pi\phi$

Полагая движение поршня в процессе выключения фрикциона равномерным и пренебрегая силой трения, условие равновесия поршня определяется равенством

$$F_{в.п} - F_{п.ц} - F_{п.ст} = 0 \quad (17)$$

где $F_{п.ст}$ - усилие, создаваемое стати-

ческим давлением жидкости в гидроцилиндре на поршень, N .

Усилие $F^$ обусловлено разностью усилий $F_{нп}$ и $F_{пц}$, т. е. соответствует части усилия возвратных пружин, создающей статическое давление жидкости в гидроцилиндре при выключо-

чении фрикциона. Значение $F_{п.ст}$ вычисляется из выражения

$$F_{п.ст} = \begin{cases} \Delta p_{п.ц} & \text{при } \Delta p_{в.п} > \Delta p_{п.ц}; \\ 0 & \text{при } \Delta p_{в.п} \leq \Delta p_{п.ц}. \end{cases} \quad (18)$$

На рис. 3 показаны графики усилий $F_{п.ст}$ и $F_{п.ст.к}$, соответствующие $\Delta p_{п.ц}$ и $\Delta p_{в.д.к}$. Когда $F_{п.ст} = 0$, движение поршня невозможно, т.е. фрикцион не может быть выключен возвратными пружинами. В этом случае необходимо, чтобы открылся шариковый клапан и обеспечил слив некоторого объема жидкости, вследствие чего снизится центробежное давление жидкости на поршень и начнется отход поршня в исходное положение. Если в формуле (7) принять $\Gamma_{Э} = \Gamma_{п}$, что соответствует сливу жидкости из каналов подвода к гидроцилиндру фрикциона, величина силы $F_{нц}$ снизится до значения $F_{п.ст}$, т.е. достаточно удалить этот незначительный объем жидкости, и фрикцион выключится практически на любом скоростном режиме.

Сила давления рабочей жидкости на шарик $F_{д.ш}$ при выключении клапана вычисляется по формуле

$$F_{д.ш} = \frac{F}{V_{п.ст} + p_{м.ц} A_{сх}}, \quad (19)$$

где $p_{м.ц}$ - центробежное давление жидкости на шарик, Па; $A_{сх}$ - площадь отверстия слива шарикового клапана, m^2 ; $V_{п.ст} = \pi R_{ш}^2 \omega^2 c$.

Центробежное давление жидкости на шарик вычисляется из выражения

$$p_{ш.ц} = \frac{\rho \omega^2 R_{ш}^2}{1800} (e - \Gamma_{ш} \omega^2) \ll \rho, \quad (20)$$

где $R_{ш}$ - радиус расположения горизонтальной оси x отверстия слива, м.

Центробежную силу инерции шарика F_j находим по формуле

$$F_j = \frac{2 F_{ш.ц}}{900} m_{ш} \omega^2, \quad (21)$$

где $m_{ш}$ - масса шарика, кг.

На рис. 4 показаны графики зависимости центробежной силы инерции шарика F_j от ω , а также силы давления рабочей жидкости на шарик в исходном положении поршня $F_{д.ш.0}$ и в конечном положении $F_{д.ш.к}$ при выключении клапана.

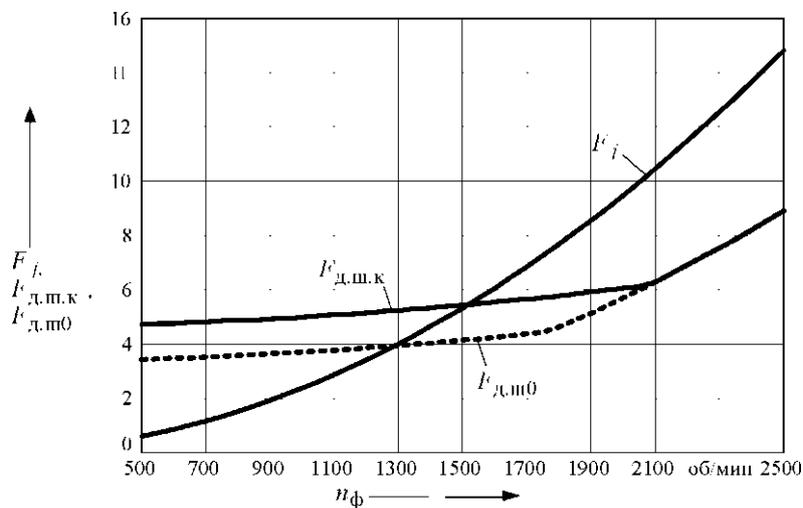


Рис. 4. Графики центробежной силы инерции шарика F_j и силы давления на него рабочей жидкости в исходном положении поршня $F_{д.ш.0}$ и в конечном положении $F_{д.ш.к}$ при выключении клапана

Используя полученные значения усилий F_j и $F_{ш}$, можно определить моменты закатывания $M_{зак}$ и выкатывания $M_{вык}$ шарика соответственно при открытом клапане, когда $a = a_1$, и при закрытом, когда $a = a_2$. Момент выкатывания шарика $M_{вык}$ создает сила инерции шарика F_j , а его значение вычисляется по формулам:

$$M_{вык}^{(a_1)} = F_j / \Gamma \cdot \cos a_1; \quad (22)$$

$$M_{вык}^{(a_2)} = F_{jш} \cdot \cos a_2. \quad (23)$$

Поскольку сила $F_{ш}$ зависит от положения поршня, то момент закатывания шарика на седло $M_{зак}$ определяется для открытого и закрытого состояний клапана при исходном и конечном положениях поршня:

$$M_{зак0}^{(a_1)} = \Delta \cdot \Gamma_{ш} \cdot \sin a_1; \quad (24)$$

$$M_{зак.к}^{(a_1)} = \Delta \cdot \Gamma_{ш} \cdot \kappa^2 \cdot u \cdot \sin a_1; \quad (25)$$

$$M_{зак0}^{(a_2)} = \Delta \cdot \Gamma_{ш} \cdot \sin a_2; \quad (26)$$

$$M_{зак.к}^{(a_2)} = \Delta \cdot \Gamma_{ш} \cdot \kappa^2 \cdot u \cdot \sin a_2. \quad (27)$$

На рис. 5 показаны графики $M_{вык}$, $M_{зак0}$, $M_{зак.к}$ для закрытого клапана при $a = a_2$. Из него следует, что после соединения гидроцилиндра фрикциона со сливной магистралью шариковый клапан откроется при $\text{Пф} > 1700$ об/мин, т. к. при этом $M_{вык} > M_{зак}$. Но при $\text{Пф} < 1700$ об/мин величина усилия возвратных пружин $F_{впк}$ значительно превосходит силу центробежного давления жидкости на поршень. Следовательно, фрикцион в этом диапазоне частот надежно выключается посредством возвратных пружин поршня.

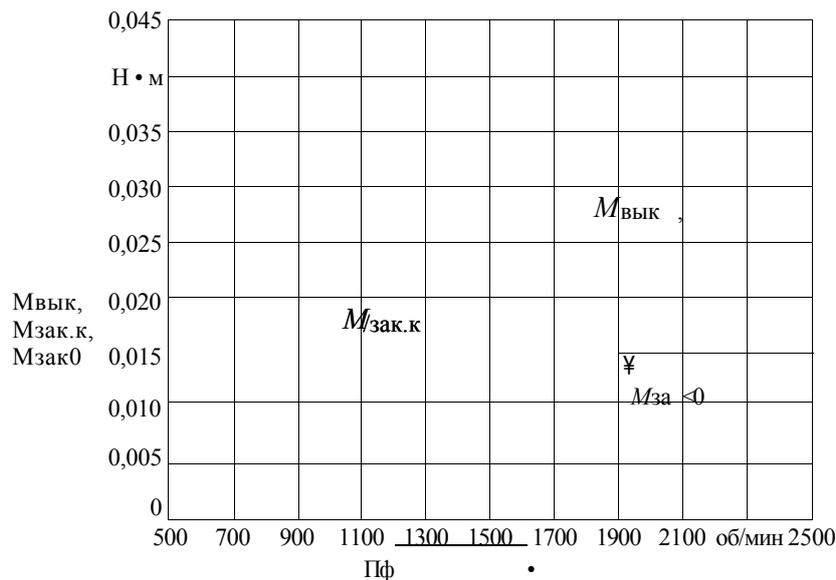


Рис. 5. Графики изменения момента выкатывания $M_{вык}$ и моментов закатывания $M_{зак0}$, $M_{зак.к}$ шарика для закрытого клапана (при $a = a_2$) в зависимости от Пф

Для определения минимального статического давления $p_{закст}$ в гидроцилиндре, необходимого для закрытия

шарикового клапана при включении фрикциона, примем условие $M_{зак0}^{(a_1)} = M_{вык}^{(a_1)}$. В результате по-

лучаем следующие выражения для определения искомого значения статического давления:

- без учета центробежного давления жидкости на шарик

$$p_{\text{зак.ст}} = \frac{M_{\text{вытк}}(a \cdot l)}{\rho \cdot g_{\text{ш}} \sin \alpha_i} \quad (28)$$

- с учетом центробежного давления, предполагая, что кольцо жидкости в гидроцилиндре раскручивается мгновенно до скорости вращения стенок гидроцилиндра,

$$p_{\text{зак.ст}} = \frac{M_{\text{вытк}}(a \cdot l)}{A \cdot g_{\text{ш}} \sin \alpha_i} - \text{Рш.ц.} \quad (29)$$

На рис. 6 приведены графики зависимости $p_{\text{зак.ст}}$ от Пф. График, изображенный сплошной линией, построен по результатам вычислений по формуле (28), а штриховой линией - по формуле (29). Кольцо жидкости в гидроцилиндре, безусловно, не может мгновенно раскрутиться до скорости вращения стенок гидроцилиндра, но, тем не менее, будет обладать некоторой скоростью. Поэтому реальное значение $p_{\text{зак.ст}}$ находится в интервале между сплошной и штриховой линиями, предположительно, ближе к сплошной линии.

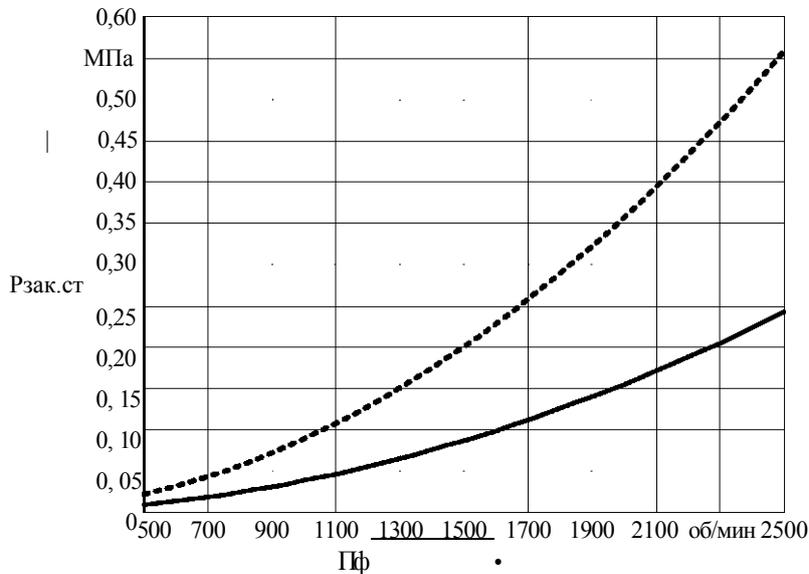


Рис. 6. Графики необходимого статического давления для закрытия клапана $p_{\text{зак.ст}}$ при включении фрикциона в зависимости от Пф

Приведенные формулы позволяют определить параметры $g_{\text{ш}}$, $Y_{\text{ш}}$, $g_{\text{ос}}$ шарикового клапана слива, обеспечивающие надежное функционирование фрикциона ГМП.

На основе приведенной методики определены параметры фрикциона ГМП и разработана его конструкция в процессе модернизации ГМП, обусловлен-

ной применением мехатронной системы управления фрикционами при переключении передач. Проведенные стендовые и полигонные испытания показали функциональную работоспособность нового фрикциона и высокие показатели качества процессов управления ГМП.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач / В. П. Тарасик. - Минск : Наука и техника, 1973. - 320 с.
2. **Горбатенко, Н. Н.** Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин / Н. Н. Горбатенко, А. Н. Егоров, В. П. Тарасик ; под общ. ред. В. П. Тарасика. - Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. - 511 с.
3. **Тарасик, В. П.** Фрикцион гидромеханической передачи с мехатронной системой автоматического управления / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, О. А. Шаповалова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. - 2011. - № 1. - С. 75-83.
4. **Тарасик, В. П.** Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, Р. В. Плякин // Грузовик. - 2011. - № 2. - С. 2-11
5. **Рынкевич, С. А.** Повышение долговечности многодискового фрикциона гидромеханической передачи мобильной машины / С. А. Рынкевич, В. П. Тарасик, О. А. Шаповалова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. - 2011. - № 1. - С. 65-74.

LIST OF LITERATURE

1. **Tarasik, V. P.** Friction clutches of automotive hydromechanical transmissions / V. P. Tarasik. - Minsk : Nauka i tekhnika, 1973. - 320 p.
2. **Gorbatenko, N. N.** Diagnostics of hydromechanical transmissions of mobile machines / N. N. Gorbatenko, A. N. Egorov, V. P. Tarasik ; edited by V. P. Tarasik. - Mogilev : Belorus.-Ros. un-t, 2010. - 511 p.
3. **Tarasik, V. P.** The friction clutch of the hydromechanical transmission with mechatronic system of automatic control / V. P. Tarasik, N. N. Gorbatenko, O. A. Shapovalova // Her. of Belarus.-Rus. Un-ty. - 2011. - № 1. - P. 75-83.
4. **Tarasik, V. P.** Mechatronic system of automatic control of hydromechanical transmission for BELAZ quarry dump trucks / V. P. Tarasik, N. N. Gorbatenko, R. V. Pliakin // Truck. - 2011. - № 2. - P. 2-11.
5. **Rynkevich, S. A.** The increase of durability of the multidisc friction clutch of the hydromechanical transmission of the mobile machine / S. A. Rynkevich, V. P. Tarasik, O. A. Shapovalova // Her. of Belorus.-Rus. Un-ty. - 2011. - № 1. - P. 65-74.

LIST OF LITERATURE (TRANSLITERATION)

1. **Tarasik, V. P.** Friksionnye mufty avtomobil'nykh gidromekhanicheskikh peredach / V. P. Tarasik. - Minsk : Nauka i tekhnika, 1973. - 320 s.
2. **Gorbatenko, N. N.** Diagnostirovanie gidromekhanicheskikh peredach mobilnykh mashin / N. N. Gorbatenko, A. N. Egorov, V. P. Tarasik ; pod red. V. P. Tarasika. - Mogilev : Belor.-Ros. un-t, 2010. - 511 s.
3. **Tarasik, V. P.** Friksion gidromekhanicheskoy peredachi s mekhatronnoj sistemoy avtomaticheskogo upravleniya / V. P. Tarasik, N. N. Gorbatenko, O. A. Shapovalova // Vestn. Belor.-Ros. Un-ta. - 2011. - № 1. - S. 75-83.
4. **Tarasik, V. P.** Mekhatronnaya sistema avtomaticheskogo upravleniya gidromekhanicheskoy peredachej kar'ernykh samosvalov BELAZ / V. P. Tarasik, N. N. Gorbatenko, R. V. Pliakin // Gruzovik. - 2011. - № 2. - S. 2-11.
5. **Rynkevich, S. A.** Povyshenie dolgovechnosti mnogodiskovogo friksiona gidromekhanicheskoy peredachi mobil'noj mashiny / S. A. Rynkevich, V. P. Tarasik, O. A. Shapovalova // Vestn. Belor.-Ros. Un-ta. - 2011. - № 1. - S. 65-74.

Статья сдана в редакцию 30 сентября 2011 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-36-45.

Ольга Александровна Шаповалова, конструктор, КБ ГМП НТЦ ОАО БелАЗ. Тел.: 8-029-342-30-68.

Владимир Владиславович Рeginya, начальник, КБ ГМП НТЦ ОАО БелАЗ. Тел.: 8-029-278-39-89.

Роман Владимирович Плякин, ассистент, Белорусско-Российский университет. Email: avto@bru.mogilev.by, romanp@tut.by.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-25-36-45.

Olga Alexandrovna Shapovalova, designer of the Design office of GMP NTC OAO BelAZ. Tel.: +375-293-42-30-68.

Vladimir Vladislavovich Reginya, Head of the Design office of GMP NTC OAO BelAZ. Tel.: +375-292-78-39-89.

Roman Vladimirovich Pliakin, assistant lecturer, Belarusian-Russian University. Email: avto@bru.mogilev.by, romanp@tut.by..