

$i' < r$ резко уменьшаются, а при $i' > r$ несколько превышают соответствующие значения для схем с дифференциалом на входе. Увеличение скорости гидромашины, связанной с входным валом передачи, несколько снижает к.п.д. передачи во всем диапазоне, а изменение скорости гидромашины, связанной с промежуточным звеном планетарного механизма, незначительно сказывается на изменении к.п.д. всей передачи.

На основании приведенных расчетов можно сделать следующие выводы.

1. В качестве трансмиссии транспортно-тяговых машин наиболее пригодны схемы с дифференциалом на входе, как обеспечивающие более благоприятные характеристики рабочего процесса при разгоне машины (более высокие значения к.п.д. и низкие давления при малых передаточных отношениях до $i' = 0,3$).

Схемы с дифференциалом на выходе можно использовать только в сочетании с устройствами, улучшающими их характеристики при $i' < 0,3$.

2. Для транспортных и тяговых машин, работающих в диапазоне передаточных отношений от $i' = 0,1$ до $i' = 1,0$ и выше, целесообразно применять схемы с большими значениями параметра r ($r = 0,5--0,7$).

Л и т е р а т у р а

1. Крымский А.Н. Разгон и объемные постоянные гидромеханических передач с внешним разделением потока мощности. — "Труды НАТИ". М., 1964, вып. 177. 2. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. М., 1966. 3. Прокофьев В.Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. М., 1969.

О.С. Руктешель

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ МНОГОДИСКОВОГО ГИДРОПОДЖИМНОГО ФРИКЦИОНА

Динамические нагрузки, возникающие при трогании с места и переключении передач в трансмиссиях автомобилей и тракто-

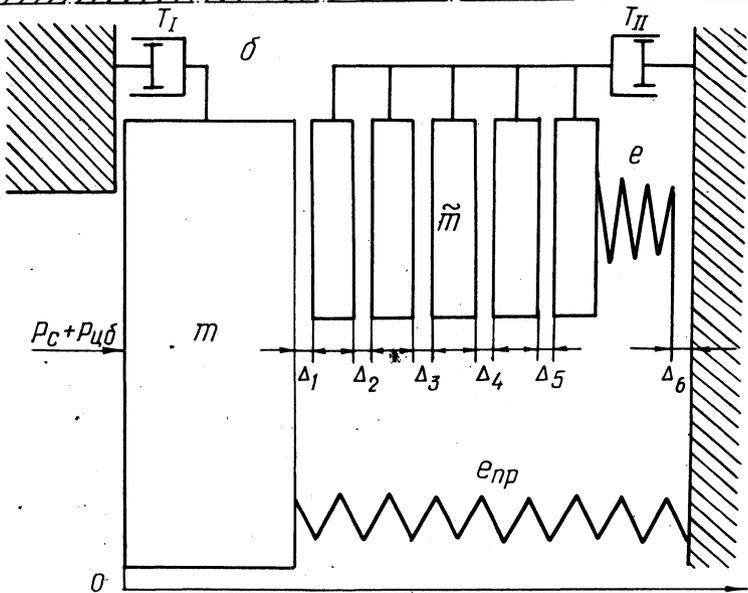
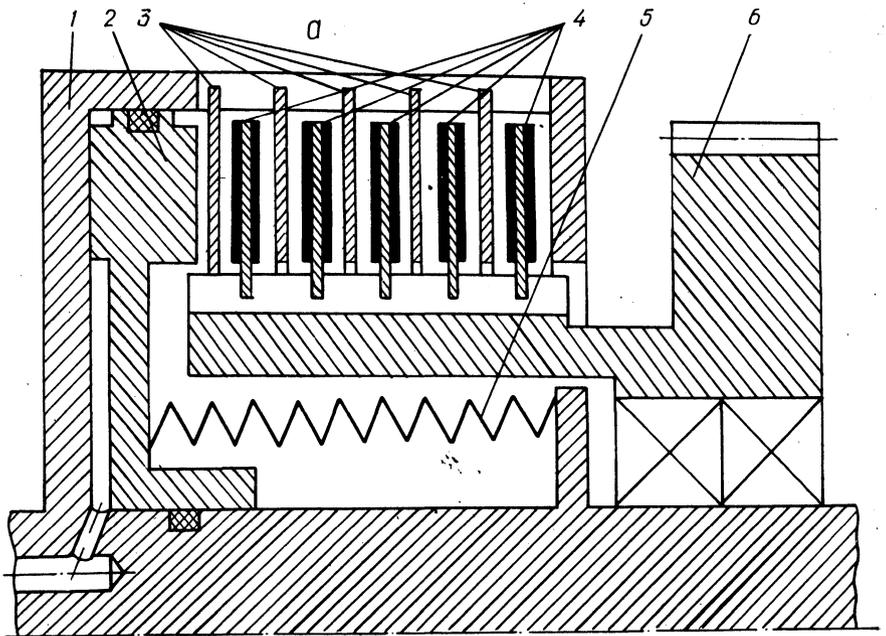


Рис. 1. Схема многодискового фрикциона (а) и его расчетная динамическая система (б):

$\Delta = \sum_{i=1}^6 \Delta_i$; 1— барабан; 2—поршень; 3—ведущие диски; 4— ведомые диски; 5—отжимная пружина; 6—ведомая шестерня.

ров, оборудованных коробками передач с гидроподжимными фрикционами, зависят от процессов, протекающих во фрикционах. Эти процессы, в свою очередь, определяются конструкцией и параметрами фрикционов и гидропривода.

На рис. 1 схематически изображен многодисковый фрикцион (а) и его расчетная динамическая система (б).

При включении фрикциона масло по команде водителя направляется из распределителя в бустер фрикциона под поршень 2. Под действием статического давления масла P_c , создаваемого масляным насосом, и усилия $P_{цб}$, возникающего от действия центробежных сил вращающейся жидкости, поршень передвигается, выбирая зазоры между дисками, Δ и преодолевая силу сопротивления $P_{пр}$ отжимной пружины 5 и силу трения T_T поршня о стенки бустера фрикциона. После выбора зазора, при сжатии дисков, на последние действуют силы трения в шлицевых соединениях дисков с барабаном 1 и шестерней 6. Преодолевая сопротивление вышеперечисленных отрицательных сил, поршень под действием сил P_c и $P_{цб}$ блокирует ведущие 3 и ведомые 4 диски фрикциона, выравнивая в общем случае угловые скорости масс ведущей и ведомой систем.

При выключении фрикциона по команде водителя прекращается подача масла в бустер фрикциона и последний соединяется со сливом. В рассматриваемой системе гидропривода удаление масла из-под поршня производится по тем же каналам, по которым оно подается на включение фрикциона, путем соединения системы подвода со сливом. При этом после снятия статического давления поршень под действием силы отжимной пружины начинает двигаться в свое первоначальное положение, преодолевая усилие $P_{цб}$, возникающее от центробежных сил вращающейся жидкости, и силу сопротивления передвижению поршня T_1 .

Определим силы, действующие на элементы многодискового фрикциона на переходных режимах его работы.

1. Основываясь на выкладках, приведенных в работах [1, 2], определим силы трения в шлицевых соединениях дисков с барабаном 1 и шестерней 2 (рис. 2). Эти силы, прогрессивно уменьшая величину нормального давления на диски по мере

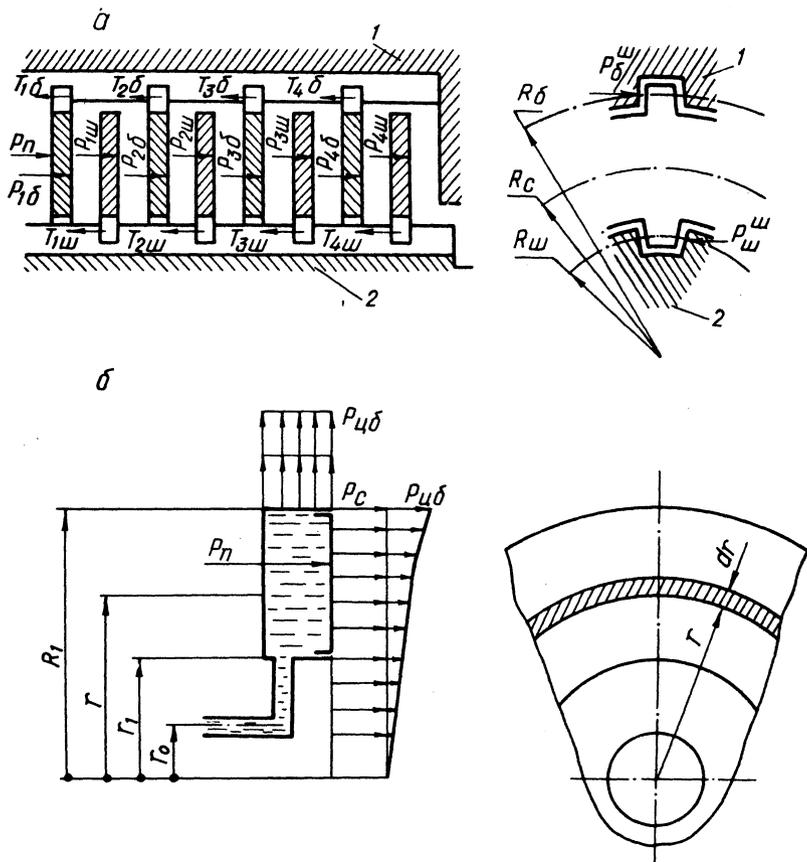


Рис. 2. Схема для определения сил трения в шлицевых соединениях дисков (а) и усилия на поршень вращающегося гидравлического цилиндра (б).

их удаления от нажимного диска, снижают действительный момент трения по сравнению с теоретическим на 20—25%.

Сила трения в шлицевом соединении первого диска с барабаном

$$T_{1\delta} = \mu_{\delta} P_{1\omega}^{\omega} = \mu_{\delta} \frac{M_{1\delta}}{R_{\delta}}, \quad (1)$$

где μ_{δ} — коэффициент трения в шлицевом соединении фрик-

ционных дисков с барабаном; $P_{1\delta}^{\text{ш}}$ — сила, действующая в поперечной плоскости в шлицевом соединении барабана с дисками; R_{δ} — средний радиус в шлицевом соединении дисков с барабаном.

Крутящий момент, передаваемый первым диском, связанным с барабаном

$$M_{1\delta} = \mu_{\phi} P_{1\delta} R_c, \quad (2)$$

где
$$R_c = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_n^3 - R_{\theta}^3}{R_n^2 - R_{\theta}^2};$$

μ_{ϕ} — коэффициент трения между дисками фрикциона; R_c , R_n и R_{θ} — средний, наружный и внутренний расчетные радиусы дисков. Нормальная сила, действующая на первую рабочую поверхность трения

$$R_{1\delta} = P_n - T_{1\delta}, \quad (3)$$

где P_n — сила, приложенная к первому (нажимному) диску, связанному с барабаном со стороны поршня.

Таким образом, принимая во внимание выражения (1,2) и (3), получим

$$T_{1\delta} = \mu_{\delta} \mu_{\phi} (P_n - T_{1\delta}) \frac{R_c}{R_{\delta}},$$

откуда

$$T_{1\delta} = \frac{\mu_{\delta} \mu_{\phi} R_c / R_{\delta}}{1 + \mu_{\delta} \mu_{\phi} R_c / R_{\delta}} \cdot P_n,$$

или

$$T_{1\delta} = a P_n, \quad (4)$$

где для сокращения введено обозначение

$$a = \frac{\mu_{\delta} \mu_{\phi} \frac{R_c}{R_{\delta}}}{1 + \mu_{\delta} \mu_{\phi} \frac{R_c}{R_{\delta}}}. \quad (5)$$

Сила трения в соединении первого диска с шестерней

$$T_{1ш} = \mu_{ш} P_{1ш}^w = \mu_{ш} \cdot \frac{M_{1ш}}{R_{ш}}, \quad (6)$$

где $\mu_{ш}$ — коэффициент трения в шлицевом соединении фрикционных дисков с шестерней; $P_{1ш}^w$ — сила, действующая в поперечной плоскости в шлицевом соединении шестерни с дисками; $R_{ш}$ — средний радиус в шлицевом соединении дисков с шестерней.

Так как крутящий момент, передаваемый первым диском, связанным с шестерней

$$M_{1ш} = \mu_{\phi} \cdot P_{1ш} R_c,$$

а нормальная сила на второй поверхности трения

$$P_{1ш} = P_{1\delta} - T_{1ш},$$

то сила трения

$$T_{1ш} = \mu_{ш} \mu_{\phi} (P_{1\delta} - T_{1ш}) \cdot \frac{R_c}{R_{ш}},$$

откуда

$$T_{1ш} = \frac{\mu_{ш} \mu_{\phi} \cdot \frac{R_c}{R_{ш}}}{1 + \mu_{ш} \mu_{\phi} \cdot \frac{R_c}{R_{ш}}} (1 - a) P_{п},$$

или

$$T_{1ш} = b (1 - a) P_{п}, \quad (7)$$

где

$$b = \frac{\mu_{ш} \mu_{\phi} \cdot \frac{R_c}{R_{ш}}}{1 + \mu_{ш} \mu_{\phi} \cdot \frac{R_c}{R_{ш}}} \quad (8)$$

Выполняя аналогичные преобразования, находим силу трения в соединении второго диска с барабаном

$$T_{2\delta} = a(1-a)(1-b)P_{\Pi} \quad (9)$$

и второго диска с шестерней

$$T_{2\omega} = b(1-a)^2(1-b)P_{\Pi}. \quad (10)$$

Итак, сила трения в соединении любого диска с барабаном

$$T_{n\delta} = a(1-a)^{n\delta-1}(1-b)^{n\delta-1}P_{\Pi}, \quad (11)$$

где $n\delta = 1, 2, 3, \dots$ -- порядковый номер перемещающегося диска, связанного с барабаном.

В соединении любого диска с шестерней

$$T_{n\omega} = b(1-a)^{n\omega}(1-b)^{n\omega-1}P_{\Pi}, \quad (12)$$

где $n_{\omega} = 1, 2, 3, \dots$ -- порядковый номер перемещающегося диска, связанного с шестерней.

Суммарная сила сопротивления передвижению дисков фрикциона равна

$$T_{\Pi} = \sum_1^k (T_{k\delta} + T_{k\omega}), \quad (13)$$

где k_{δ} и k_{ω} -- общее число перемещающихся дисков, связанных соответственно с барабаном и шестерней.

Произведя ряд несложных преобразований, окончательно получим

$$T_{\Pi} = (1 - C^{\lambda})P_{\Pi}, \quad (14)$$

где

$$C = \frac{1}{(1 + \mu_{\delta}\mu_{\phi}\frac{R_c}{R_{\delta}})(1 + \mu_{\omega}\mu_{\phi}\frac{R_c}{R_{\omega}})}; \quad (15)$$

$\lambda = \lambda_{\gamma} = \lambda_{\omega}$ — число перемешающихся пар трения.

2. Действующее на поршень фрикциона усилие $P_{цб}$ от центробежных сил, развивающихся в жидкости, находящейся во вращающемся бустере, вычисляется как интеграл произведения давления жидкости, переменного по радиусу полости на элементарную кольцевую площадку боковой поверхности поршня фрикциона (рис. 2, б) и определяется в общем случае по формуле

$$P_{цб} = \frac{\pi \gamma \alpha^2 \omega^2}{4g} \left[R_1^4 - r_1^4 - 2r_0^2 (R_1^2 - r_1^2) \right], \quad (16)$$

где γ — удельный вес жидкости; ω — угловая скорость вращения бустера фрикциона; α — коэффициент отставания, показывающий, во сколько раз угловая скорость вращения жидкости меньше скорости вращения цилиндра; r_0, r_1 и R_1 — соответственно наименьший радиус вращения жидкости, наименьший и наибольший радиусы полости бустера фрикциона.

3. Сила, действующая на поршень от статического давления жидкости, равна

$$P_c = p_c S_{\Pi}, \quad (17)$$

где p_c — статическое давление жидкости в бустере; S_{Π} — площадь поршня.

Нарастание статического давления рабочей жидкости на поршень при его включении в зависимости от вращения происходит по квадратичному закону [3,4] и может быть с достаточным приближением описано уравнением квадратичной параболы

$$p_c = \alpha_1 t^2, \quad (18)$$

где α_1 — коэффициент, характеризующий темп нарастания статического давления под поршнем фрикциона:

$$\alpha_1 = \frac{p_c \max}{t^2 \max}, \quad (19)$$

$p_{c \max}$ — максимальное статическое давление под поршнем;
 t и t_{\max} — текущее и максимальное время нарастания статического давления под поршнем.

Падение статического давления в бустере выключаемого фрикциона, после сообщения его со сливом, происходит по экспоненциальному закону

$$p_c = p_{c \max} e^{-\alpha_2 t}, \quad (20)$$

где α_2 — коэффициент, характеризующий темп спада давления под поршнем фрикциона.

4. Сила сжатия отжимных пружин поршнем при его ходе

$$P_{\text{пр}} = C_{\text{пр}} l_{\text{пр}}, \quad (21)$$

где $C_{\text{пр}}$ — жесткость отжимной пружины; $l_{\text{пр}}$ — длина сжатия отжимной пружины от свободного состояния до сжатия при ходе поршня;

$$l_{\text{пр}} = l_0 - l + h,$$

где l_0 и l — длина пружины в свободном и предварительном сжатом состоянии; h — ход поршня.

5. Усилие, идущее на преодоление трения в уплотнительных кольцах и манжетах поршня T_I , может быть определено из соотношения

$$T_I = 2\mu_{\text{п}} b_{\text{п}} r\pi(R_{\text{п}} + r_{\text{п}}), \quad (22)$$

где $\mu_{\text{п}}$ и $b_{\text{п}}$ — коэффициент трения и ширина уплотнительной манжеты или кольца поршня; r — давление жидкости в бустере фрикциона; $R_{\text{п}}$ и $r_{\text{п}}$ — наружный и внутренний радиусы поршня.

Определив силы, действующие на элементы многодискового фрикциона, переходим к математическому описанию процессов

включения и выключения последнего. Для чего рассмотрим расчетную динамическую систему фрикциона (рис. 1, б).

Расчетная динамическая система составлена с учетом переменности массы комплекта дисков m , перемещаемых поршнем (масса m), суммарной податливости дисков e и зазора между дисками Δ , а также сил, действующих на элементы фрикциона. Величина переменной массы комплекта дисков зависит от числа пар трения, на которые в данный момент действует усилие поршня, т.е. $m = f(x)$, где x — перемещение поршня. Стенка бустера фрикциона, препятствующая перемещению поршня в отрицательном направлении, рассматривается как жесткий упор.

Нелинейность силы сопротивления передвижению поршня T_I

выражается в наличии "сухого трения". Сила сопротивления перемещению комплекта дисков T_{II} зависит от величины перемещения массы дисков (от числа поверхностей трения, на которые действует усилие поршня), т.е. $T_{II} = -f(|x| \text{sign } \dot{x})$.

Процесс включения фрикциона состоит из двух основных этапов: 1) выбора зазора между дисками ($x \leq \Delta$) и 2) процесса нарастания рабочего давления ($x > \Delta$). Под рабочим давлением в данном случае понимается то избыточное давление, которое за вычетом сопротивления перемещению поршня, создает необходимый момент трения фрикциона.

На первом этапе состояние системы описывается следующим дифференциальным уравнением:

$$(m + \tilde{m})\ddot{x} = P_C(t) + P_{\text{чб}}(\omega) - P_{\text{пр}} - T_I \text{sign } \dot{x} - T_{II}(x) \text{sign } \dot{x} \quad (23)$$

при $t = 0, \tilde{m} = 0$.

На втором этапе:

$$(m + \tilde{m})\ddot{x} = P_C(t) + P_{\text{чб}}(\omega) - P_{\text{пр}} - T_I \text{sign } \dot{x} - T_{II}(x) \text{sign } \dot{x} - f(x - \Delta), \quad (24)$$

где $f(x - \Delta)$ — нелинейная восстанавливающая сила, действующая на поршень со стороны комплекта дисков фрикциона.

На втором этапе процесс включения фрикциона заканчивается.

В процессе выключения многодискового фрикциона при $x > \Delta$ дифференциальное уравнение движения системы примет вид

$$(m + \tilde{m})\ddot{x} = f(x - \Delta) + P_{np} - P_c(t) - P_{\omega\delta}(\omega) - T_I \operatorname{sign} \dot{x} - T_{II}(x) \operatorname{sign} \dot{x}, \quad (25)$$

а при $x \leq \Delta$

$$m\ddot{x} = P_{np} - P_c(t) - P_{\omega\delta}(\omega) - T_I \operatorname{sign} x \quad (26)$$

Поршень доходит до упора в стенку бустера фрикциона, и процесс выключения на этом заканчивается.

Анализ влияния отдельных параметров на процессы включения и выключения фрикциона по полученным нелинейным дифференциальным уравнениям не представляет трудностей в случае их решения на аналоговых вычислительных машинах (АВМ).

Момент трения фрикциона определяется по формуле

$$M_\phi = \mu_\phi P_d R_c z. \quad (27)$$

В этом выражении средний радиус дисков R_c и число пар трения z для заданного фрикциона являются величинами постоянными, а P_d и μ_ϕ — переменными. Давление на рабочих поверхностях дисков $P_d = f(x - \Delta)$ определяется для любого момента времени из уравнений (23) или (24).

Как показывают экспериментальные данные [5], определяющей для величины коэффициента трения многодискового фрикциона, работающего в масле, является его зависимость от относительной скорости скольжения дисков, т.е. $\mu_\phi = f(\omega_{отн})$. Следовательно, зная характеристики $P_d = f(x - \Delta)$ и $\mu_\phi = f(\omega_{отн})$ и конструктивные параметры фрикциона, можем определить его момент трения.

Блок-схема моделирования процесса включения приведена на рис. 3, а, а выключения — на рис. 3, б. Здесь ω_1 и ω_2 — угловые скорости масс, соединенных фрикционом.

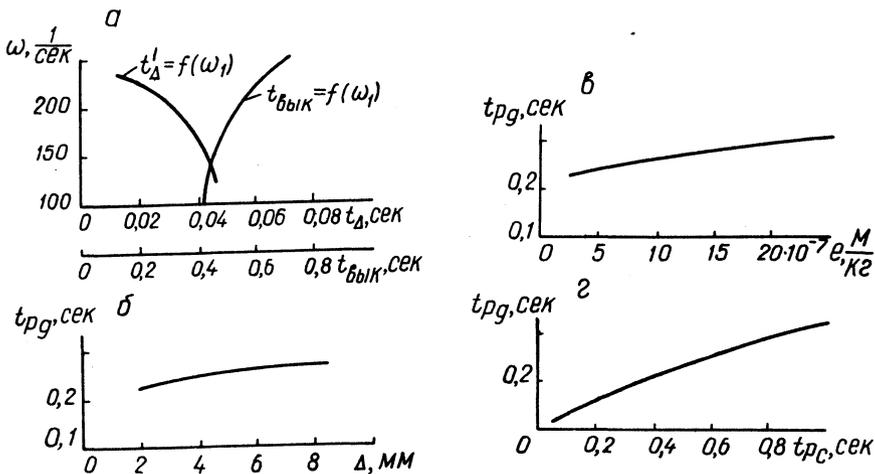


Рис. 4. Результаты исследования на АВМ процессов включения и выключения многодискового фрикциона.

На рис. 4, а приведены результаты исследования на АВМ зависимости t_{Δ} времени выбора зазора между дисками включаемого фрикциона и $t_{\text{вык}}$ времени выключения фрикциона от ω_1 угловой скорости вращения барабана фрикциона (при времени нарастания статического давления до максимума и времени спада давления до нуля за 0,5 сек).

На рис. 4, б показана зависимость $t_{pд}$ времени нарастания осевого усилия между дисками до значения, которое необходимо иметь фрикциону для передачи приведенного момента двигателя от Δ величины свободного хода поршня.

При сравнении эффективности влияния различных факторов на темп включения фрикциона была исследована зависимость времени нарастания осевого усилия, сжимающего диски, от времени нарастания статического давления $t_{pс}$ в бустере фрикциона и от величины податливости комплекта дисков e (рис. 4, г и в). Из графика, приведенного на рис. 4, в, следует, что изменение податливости комплекта дисков фрикциона в 3—5 раз практически не влияет на темп его включения. Более результативным в данном случае является регулирование нарастания темпа включения фрикциона путем изменения величины давления на поверхности трения (рис. 4, г). Для этой цели можно использовать гидро- и пневмоаккумуляторы, кла-

паны плавности и модуляционные клапаны, поршни фасонной формы, обеспечивающие ступенчатое включение фрикциона и др. Степень эффективности перечисленных мероприятий в каждом конкретном случае может быть легко выявлена с помощью рассмотренных электронных моделей.

Таким образом, возможность регулирования давления на поверхностях трения фрикциона с гидравлическим нажимным устройством принципиально позволяет обеспечить оптимальные условия его работы, а предлагаемые модели могут использоваться при конструктивной доводке фрикционов.

Кроме того, электронные модели процессов включения и выключения многодискового фрикциона позволяют в зависимости от цели и задач исследования выявить влияние геометрических параметров и параметров динамической системы фрикциона, скорости и закона нарастания давления рабочей жидкости в бустере, величины зазора между дисками, нелинейных сил трения, действующих на поршень и диски, а также усилия от центробежных сил вращающейся жидкости и усилия отжимной пружины на характер протекания исследуемых процессов.

Л и т е р а т у р а

1. Зельцерман И.М. и др. Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин. М., 1965. 2. Красненьков В.И., Егоркин В.В. Синхронизаторы в ступенчатых трансмиссиях. М., 1967. 3. Харитонов Н.П., Анохин В.А. К вопросу плавности переключения гидромеханической передачи. — "Автомобильная промышленность", 1963, № 5. 4. Бойков П.И. и др. Эксплуатационные исследования неустановившихся режимов работы тракторной трансмиссии с переключением передач на ходу. — "Тракторы и сельхозмашины", 1969, № 10. 5. Раздолин М.В. К выбору основных параметров дисковых фрикционных муфт. — Труды МАИ. М., 1960, вып. 127.

Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко, А.В. Ануфриенко

ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ТЕ-ЗВЕНА С ПОСТОЯННОЙ ЕМКОСТЬЮ

В автомобильном тормозном приводе часто применяются звенья, составленные из длинного трубопровода (Т) и емкости