

УДК 629.113: 62-592.52

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ДВУХСЕКЦИОННОГО ТОРМОЗНОГО КРАНА АВТОМОБИЛЯ С ЦЕЛЬЮ ЕГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

А. И. Федотов, д. т. н., проф. / Национальный исследовательский Иркутский государственный технический университет (ИрГТУ)

Двухсекционный тормозной кран является основным управляющим аппаратом пневматического тормозного привода автомобиля. Изменения его технического состояния приводят к нарушениям его функционирования и снижению активной безопасности автотранспортного средства. Эффективное диагностирование двухсекционного тормозного крана возможно на основе анализа его динамических характеристик.

Большинство современных большегрузных автомобилей и автобусов оснащены пневматическим тормозным приводом (ПТП). Как показывают исследования [1], в процессе эксплуатации в аппаратах ПТП возникают неисправности, искажающие их функциональные характеристики. Известно, что к аппаратам тормозного привода предъявляется ряд требований, наиболее важными из которых являются обеспечение следящего действия, высокое быстродействие и герметичность. Эффективная оценка соответствия предъявленного аппарата ПТП этим требованиям может быть дана только на основе анализа его динамических характеристик [1, 2]. Поэтому представляет практический интерес оценка влияния эксплуатационных изменений на выходные характеристики аппаратов ПТП с целью разработки методов их диагностирования.

Для аналитического решения поставленной задачи существует достаточно большое количество моделей, описывающих динамику пневматических тормозных приводов и их элементов [3, 4, 6 и др.], анализ которых показывает следующее:

— существующие математические модели разработаны для решения конструкторских задач

и не учитывают влияния эксплуатационных факторов;

— они имеют сложный математический аппарат, позволяющий получать достаточно высокое количественное совпадение расчётных и экспериментальных данных при существенных качественных различиях;

— достаточно простое математическое описание [3] не учитывает динамику изменения пропускных сечений клапанов аппаратов ПТП и разработано лишь для случая мгновенного их открытия.

В данной статье предложена модель, позволяющая выполнять аналитическое исследование выходных динамических характеристик двухсекционного тормозного крана (ДСТК) автомобиля с целью его диагностирования.

В соответствии с методикой [1] на первом этапе было разработано описание динамики перемещения элементов крана с учётом действия эксплуатационных факторов (преднатяга пружин, сил трения). Затем разработано описание газодинамических процессов с использованием методики [3].

Уравнения динамики перемещения элементов крана составлены в соответствии с его расчётной схемой, представленной на рис. 1.

Основными силами, действующими на элементы ДСТК, являются:

- силы инерции подвижных частей (поршней)  $m_i \cdot (d_2 \cdot X^1 / dt^2)$ ;
- сила давления воздуха  $P_1 \cdot S_{m_i}$ ;
- результирующая сила от давления воздуха на тарелку клапана  $F_{кл}$ ;
- силы упругой деформации пружины  $F_{пр} = C_{пр} \cdot X_{пр}$ ;
- силы трения  $F_{тр}$ ;
- результирующая сила от противодействия  $F_{прд}$ ;
- сила тяжести подвижных элементов  $m_i g$ .

Управляющее воздействие задаётся в виде текущего значения угла поворота рычага 2 тормозного крана.

$$X_0 = 2BC \cdot \sin[\phi(t)] \cdot \cos[\phi(t)], \quad (1)$$

где  $BC$  — расстояние от оси поворота рычага до оси нажимного ролика.

С использованием принципа Даламбера и схемы (рис. 1) составлены дифференциальные уравнения динамики перемещений подвижных элементов ДСТК:

$$\begin{cases} m_1 \frac{d^2 X_1}{dt^2} = F_{\text{упр}} - P_{21} \frac{\pi}{4} (D_{2n}^2 - D_{2к1}^2) + m_1 \cdot g - F_{\text{мп1}} \cdot \text{sgn}(\dot{X}_1) - C_{\text{нр1}} \cdot (\delta_{\text{нр1}} + X_1) - F_4 - F_5 \\ m_2 \frac{d^2 X_2}{dt^2} = P_{21} \frac{\pi}{4} (D_{2n}^2 - D_{2к1}^2) - P_{22} \frac{\pi}{4} (D_{2n}^2 - D_{2к2}^2) + m_2 \cdot g + F_{\text{нр2}} \cdot \text{sgn}(\dot{X}_2) - \\ - F_{\text{мп3}} \cdot \text{sgn}(\dot{X}_2 - \dot{X}_3) - F_{\text{нр4}} \cdot \text{sgn}(\dot{X}_2 - \dot{X}_4) - F_4 \\ m_3 \frac{d^2 X_3}{dt^2} = P_{21} \frac{\pi}{4} (D_{2к2}^2 - D_{2к1}^2) - P_{11} \frac{\pi}{4} (D_{1к2}^2 - D_{2к2}^2) + m_3 \cdot g - F_{\text{мп3}} \cdot \text{sgn}(\dot{X}_3) - \\ - F_{\text{нр2}} \cdot \text{sgn}(\dot{X}_2 - \dot{X}_3) - F_{\text{нр4}} \cdot f(\delta_{\text{нр2}} + X_3) - F_4 \\ m_4 \frac{d^2 X_4}{dt^2} = -P_{22} \frac{\pi}{4} (D_{3n}^2 - D_{2к2}^2) + m_4 \cdot g - F_{\text{мп4}} \cdot \text{sgn}(\dot{X}_4 - \dot{X}_2) - C_{\text{нр3}} \cdot (\delta_{\text{нр3}} + X_4) + F_3 \\ m_5 \frac{d^2 X_5}{dt^2} = P_{22} \frac{\pi}{4} (D_{2к2}^2 - D_{2к1}^2) - P_{12} \frac{\pi}{4} (D_{2к2}^2 - D_{2к3}^2) + m_5 \cdot g - F_{\text{мп5}} \cdot \text{sgn}(\dot{X}_5) - \\ - F_{\text{нр4}} \cdot f(\delta_{\text{нр4}} + X_5) + F_4 \end{cases} \quad (2)$$

где  $X_i$  — координаты перемещений поршней и клапанов (начало координат совпадает с их положением в исходном состоянии);  $P_{11}$  и  $P_{12}$  — давление воздуха на входе в кран;  $P_{21}$  и  $P_{22}$  — давление воздуха на выходе;  $m_i$  — массы поршней и клапанов;  $C_{\text{нр}i}$  — жёсткости пружин;  $\delta_{\text{нр}i}$  — величины упругой деформации преднатяга пружин;  $F_i$  — усилия, действующие от элементов пневмоаппарата.

Для моделирования усилий конических пружин ДСТК с учётом их переменной жёсткости получена экспериментальная зависимость  $F_{\text{нр}i} = f \cdot (X_i \cdot \delta_{\text{нр}i})$  (рис. 2), которая была аппроксимирована полиномом вида:

$$F_{\text{п}2,4} = 97900 \cdot (X_3 + \delta_{\text{п}2})^2 + 2191,5 \cdot (X_3 + \delta_{\text{п}2}). \quad (3)$$

Коэффициент достоверности аппроксимации экспериментальной зависимости полиномом (3) составляет  $R_2 = 0,998$ .

Особый интерес при моделировании работы находящихся в эксплуатации аппаратов ПТП представляют силы трения, поскольку, как показывают исследования [1], именно эти силы вызывают подавляющее большинство неисправностей. Исследованиями [3, 4, 5, 6 и др.] установлено, что силу трения  $F_{\text{мп}}$  можно представить как сумму сил  $F_{\text{мпс}}$  — сухого — и  $F_{\text{мпв}}$  — вязкого трения. Величина силы сухого трения  $F_{\text{мпс}}$  зависит от величины сил, действующих перпендикулярно к трущимся поверхностям, коэффициента трения  $f_{\text{мп}}$  и площади контакта пары трения. Поэтому она может быть выражена как

$$F_{\text{мпс}} = P_1 \pi D b f_{\text{мп}}, \quad (4)$$

где  $D$  — диаметр поршня;  $b$  — ширина уплотнительного кольца.

Сила вязкого трения  $F_{\text{мпв}}$  определяется величиной относительной скорости движения элементов пары трения [3] и может быть найдена из выражения

$$F_{\text{мпв}} = \eta \cdot \frac{\pi D b}{\delta_r} \cdot \frac{dX_n}{dt}, \quad (5)$$

где  $\delta_r$  — величина радиального зазора в трущейся паре;  $\eta$  — динамический коэффициент вязкости смазки.

Моделирование характеристик упругого резинового элемента 5 (рис. 1) выполнялось с учётом гистерезисных потерь. Для этого автором были получены экспериментальные зависимости усилия упругого элемента от его деформации  $F_{\text{упр}} = f(\delta_{\text{р}3})$  (рис. 3б), которые затем были формализованы методом кусочно-линейной аппроксимации (рис. 3а).

С учётом предварительного сжатия упругого элемента на величину  $\Delta_1$  аппроксимация описывает линейными функциями площадь гистерезисных потерь ODAVCO (ELABE). Она предусматривает первоначальное нарастание усилия  $F_{\text{упр}}$  по линии OD; промежуточное нарастание усилия по одной из семейства параллельных прямых линий EL, BA и др.; снижение усилия по линии BC, а также по одной из семейства параллельных прямых линий AB, LE и др.

Полученное математическое описание представлено в виде

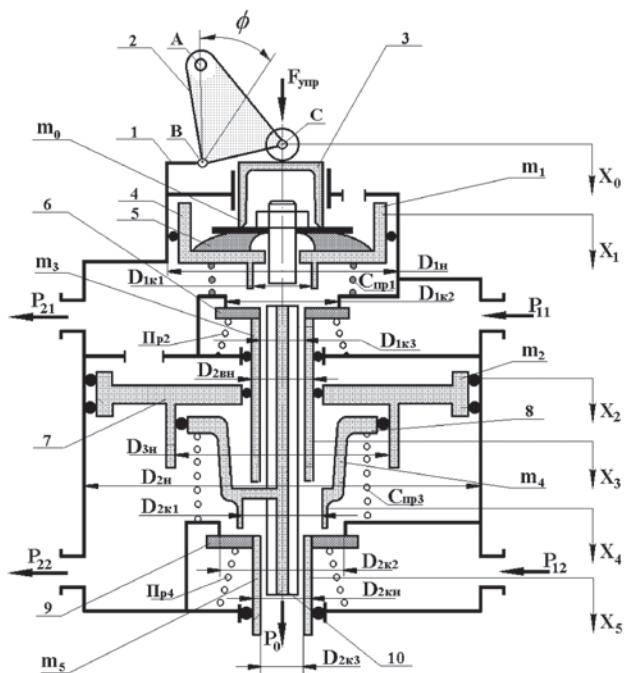


Рисунок 1. Расчётная схема двухсекционного тормозного крана

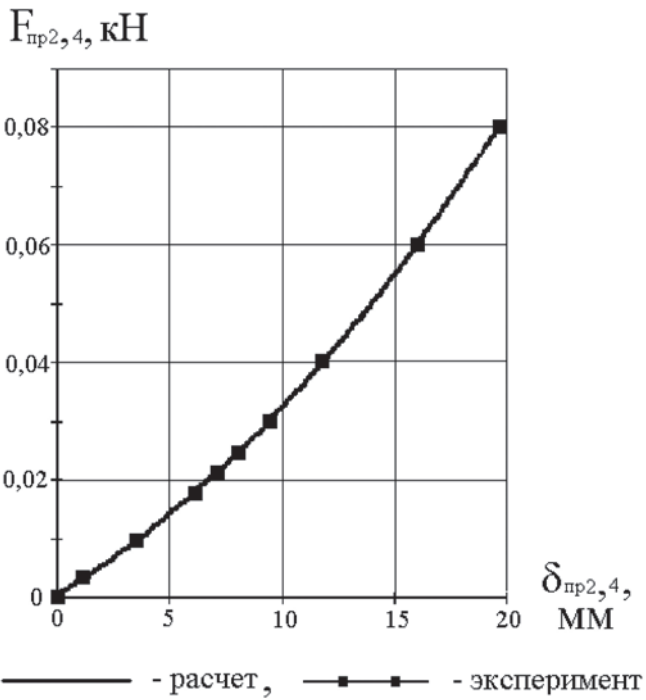


Рисунок 2. Графики зависимостей усилий конических пружин ДСТК от деформаций

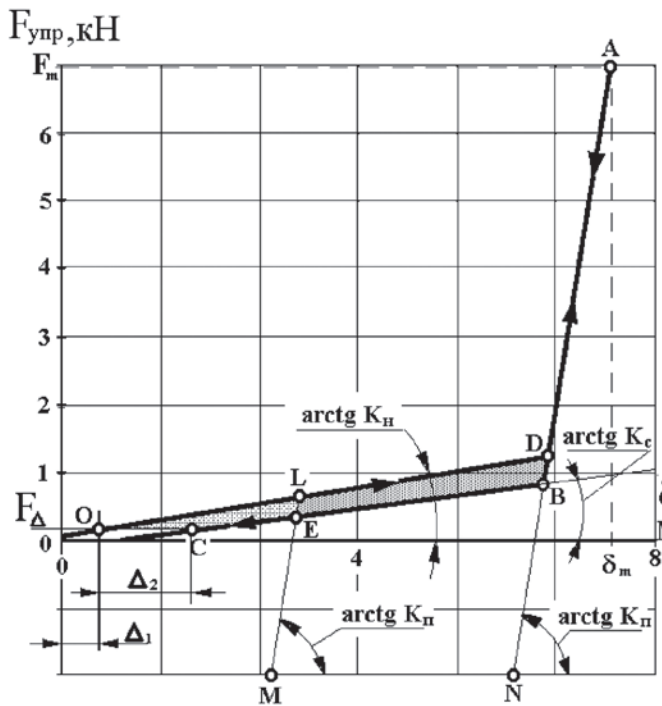
$$F_{упр} = \begin{cases} F_{01} = K_n \cdot \delta_{рз}, & \text{при } \dot{X}_0 > 0, F_{01} < F_{02} \text{ и } F_{01} > F_{max} \\ F_{11} = K_c \cdot (\delta_{рз} - \Delta_2), & \text{при } \dot{X}_0 < 0, F_{12} < F_{11} \text{ и } F_{11} > F_{max} \\ F_{02} = K_n \cdot \delta_{рз} - F(\delta = 0), & \text{при } \dot{X}_0 > 0 \text{ и } F_{01} > F_{02} \\ F_{12} = K_n \cdot \delta_{рз} - F(\delta = 0), & \text{при } \dot{X}_0 < 0 \text{ и } F_{12} > F_{11} \\ F_{max} = K_n \cdot \delta_{рз} - F_{0max}, & \text{при } \dot{X}_0 > 0 \text{ и } F_{01} < F_{max} \\ F_{max} = K_n \cdot \delta_{рз} - F_{0max}, & \text{при } \dot{X}_0 < 0 \text{ и } F_{11} < F_{max} \\ 0, & \text{при } \dot{X}_0 < 0 \text{ и } \delta_{рз} < \Delta_2 \text{ и } F_{упр} < 0 \end{cases} \quad (6)$$

где  $\Delta_1$  — зона остаточной нечувствительности, равная длине участка ОС;  $F_{oi}$  — функция нарастания усилия  $F_{упр}$ ;  $F_{li}$  — функция снижения усилия  $F_{упр}$ ;  $F(d=0)$  — расчётные значения функций промежуточного нарастания и снижения усилия  $F_{упр}$  при  $d_{рз} = 0$ ;  $F_{max}$  — функция максимального нарастания усилия (участок АВ характеристики);  $F_{0max}$  — расчётное значение функции  $F_{max}$  при  $\delta_{рз} = 0$ .

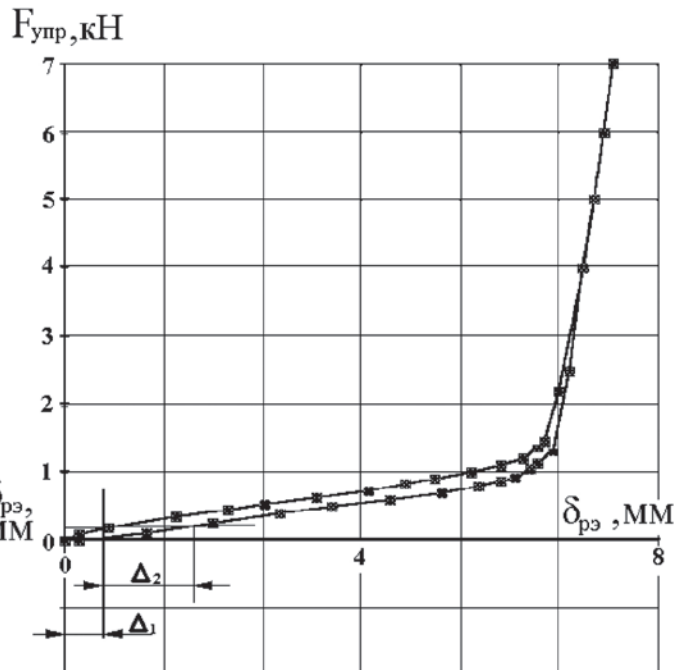
Функции промежуточного, а также максимального нарастания и снижения усилия  $F_{упр} = f(\delta_{рз})$  определяются в момент изменения знака первой производной перемещения рабочего органа. Для этого необходимо выполнять расчёты свободного члена  $F(d=0)$ , используя текущие значения  $\delta_{рз}$  и  $F_{упр}$ , значения которых подставляются в уравнения вида

$$\begin{cases} F(\delta = 0) = K_n \cdot \delta_{рз} - F_{упр} \\ F_{0max} = K_n \cdot \delta_m - F_m \end{cases} \quad (7)$$

В соответствии с задачами моделирования выходными параметрами уравнений (1–6) являются текущие значения координат  $X_1, X_3, X_4$  и  $X_5$ , перемещения клапанов 6 верхней и 9 нижней секции (рис. 1).



а) расчет



б) эксперимент

Рисунок 3. Характеристики резинового упругого элемента ДСТК

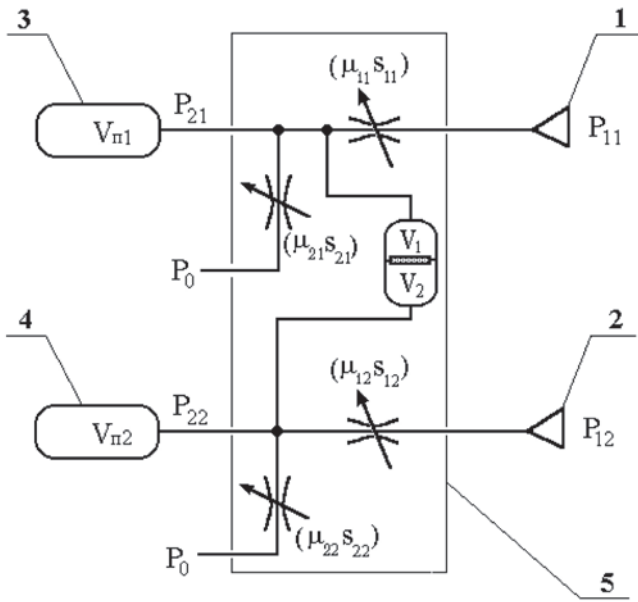


Рисунок 4. Эквивалентная пневматическая схема испытаний двухсекционного тормозного крана

Для вывода уравнений газовой динамики воспользуемся методикой [3] и представим пневматическую схему экспериментальной диагностической установки [2] в виде эквивалентной схемы (рис. 3), состоящей из звеньев «дроссель — ёмкость». Подающие контуры установки представим в виде накопительных узлов 1 и 2, обеспечивающих в любой момент времени стабильные давления на входах верхней  $P_{11}$  и нижней  $P_{12}$  секций тормозного крана.

Клапаны подачи рабочего тела на выходе испытуемого ДСТК представим в виде дросселей, имеющих переменные площади поперечного сечения  $S_{11}$  и  $S_{12}$ , а также коэффициенты расхода  $\mu_{11}$  и  $\mu_{12}$ . Схема (рис. 4) для расчёта газодинамических процессов двухсекционного тормозного крана представлена

в виде двух пар регулируемых дросселей (входных и выходных). Входные полости ДСТК имеют смежную ёмкость, разделённую большим поршнем на две неравные ёмкости  $V_1$  и  $V_2$ , а приёмные ресиверы 3 и 4 имеют ёмкости  $V_{п1}$  и  $V_{п2}$ . Атмосферное давление на выходах ДСТК обозначим как  $P_0$ .

Составим дифференциальные уравнения наполнения:

$$\begin{cases} \frac{dP_{21}}{dt} = \frac{k\mu_{11}S_{11}V_{кр}P_{11}}{(V_{п1} + V_1)} \cdot A \cdot \frac{P_{11} - P_{21}}{BP_{11} - P_{21}} \\ \frac{dP_{22}}{dt} = \frac{k\mu_{12}S_{12}V_{кр}P_{12}}{(V_{п2} + V_2)} \cdot A \cdot \frac{P_{12} - P_{22}}{BP_{12} - P_{22}} \end{cases} \quad (8)$$

а также опорожнения ДСТК и приёмного ресивера:

$$\begin{cases} \frac{dP_{21}}{dt} = -\frac{k\mu_{11}S_{11}V_{кр}P_{21}}{(V_{п1} + V_1)} \cdot A \cdot \frac{m_{11} - m_0}{em_{11} - m_0} \\ \frac{dP_{22}}{dt} = -\frac{k\mu_{12}S_{12}V_{кр}P_{22}}{(V_{п2} + V_2)} \cdot A \cdot \frac{m_{12} - m_0}{em_{12} - m_0} \end{cases} \quad (9)$$

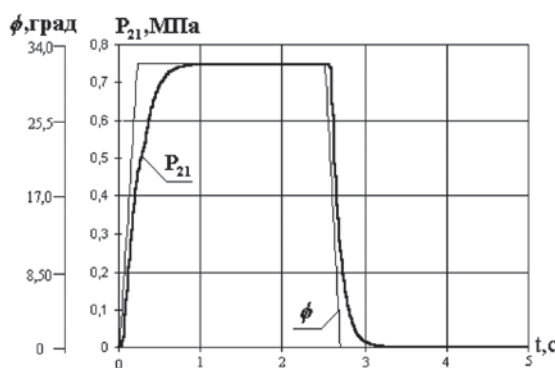
где  $k$  — показатель адиабаты;  $v_{кр}$  — критическая скорость, причём  $v_{кр} = \sqrt{KRT}$ ;  $R$  — газовая постоянная для воздуха,  $R = 287,14 \text{ м}^2/(\text{с}^2 \cdot \text{К})$ ;  $T$  — абсолютная температура воздуха перед дросселем,  $T = 293 \text{ К}$ .

Входящие в состав систем уравнений (4 и 5) параметры  $A$  и  $B$  определяют сдвиг горизонтальной и вертикальной асимптот гиперболы:

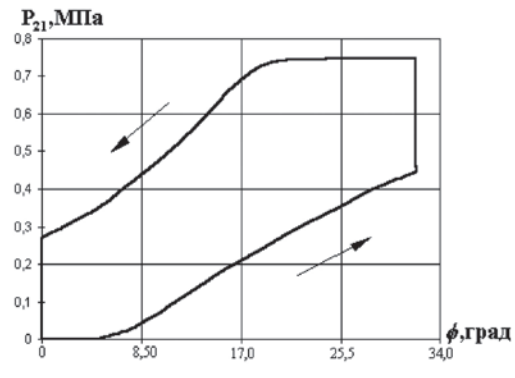
$$A = \frac{h}{B - 1},$$

величина  $h$  характеризует форму гиперболы.

Параметр  $B$  находился по методике [3] из соотношения времени наполнения  $t_n$  и опорожнения  $t_o$  ёмкостей через соответствующий дроссель, под которыми понимается время изменения давления в ёмкости на 90 % от рабочего диапазона полного изменения давления. Полученные на экспериментальном комплексе [2] значения  $t_n$  и  $t_o$  были использованы для получения стационарных коэффициентов расхода  $m_{10}$



а)



б)

Рисунок 5. Расчётные зависимости давления  $P_{21}$  на выходе верхней секции и угла поворота органа управления ДСТК от времени (а) и фазовые динамические характеристики верхней секции ДСТК (темп поворота органа управления — 123 град/сек) (б)

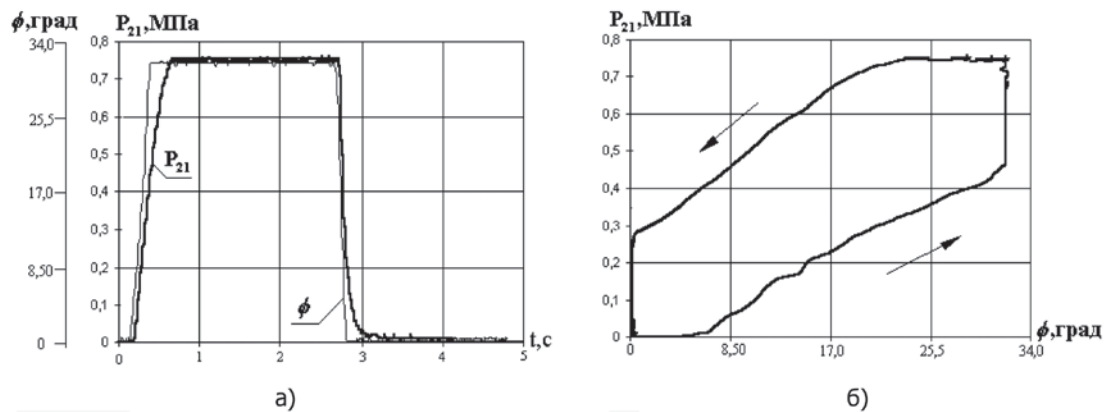


Рисунок 6. Экспериментальные зависимости давления  $P_{21}$  на выходе верхней секции и угла поворота органа управления ДСТК от времени (а) и фазовые динамические характеристики верхней секции ДСТК (б)

для режимов наполнения и опорожнения, которые определялись по выражениям [3]:

$$\mu_{10} = 3,49 \cdot 10^{-3} \frac{V \cdot i + V_i}{S_{1 \max} \cdot t} \cdot k', \quad \mu_{20} = 5,92 \cdot 10^{-3} \frac{V \cdot i + V_i}{S_{2 \max} \cdot t} \cdot k'' \quad (10)$$

где  $k_{n1} = 1,79$  и  $k_{o1} = 1,97$  — для клапанов  $S_{11}$  и  $S_{12}$ ;  $k_{n2} = 1,79$  и  $k_{o2} = 1,97$  — для клапанов  $S_{21}$  и  $S_{22}$ .

Для расчёта мгновенных значений коэффициентов расхода каждого клапана ДСТК использовано выражение вида [9]:

$$\mu_i = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_{кл} + \zeta_{\Sigma}}} \quad (11)$$

где  $\zeta_{кл}$  и  $\zeta_{\Sigma}$  — соответственно коэффициенты сопротивления клапана и суммарного сопротивления трубопровода.

Решение уравнений (1–10) математической модели производилось методом численного интегрирования Эйлера на ЭВМ. В качестве исходных параметров ДСТК были приняты:  $P_{11} = P_{12} = 735 \, 498$  Па;  $P_0 = 0$ ;  $V_1 = 98 \times 10^{-7} \, \text{м}^3$ ;  $V_2 = 297 \times 10^{-7} \, \text{м}^3$ ;  $V_n = 15 \times 10^{-4} \, \text{м}^3$ ;  $D_{1н} = 6,0 \times 10^{-2} \, \text{м}$ ;  $D_{2н} = 1,1 \times 10^{-1} \, \text{м}$ ;  $D_{2вн} = 2,0 \times 10^{-2} \, \text{м}$ ;  $D_{3н} = 6,0 \times 10^{-2} \, \text{м}$ ;  $D_{2кл} = 1,5 \times 10^{-2} \, \text{м}$ ;  $D_{1к3} = D_{2к3} = 1,5 \times 10^{-2} \, \text{м}$ ;  $d_{нр1} = 20,6 \times 10^3 \, \text{м}$ ;  $d_{нр3} = 1,27 \times 10^3 \, \text{м}$ ;  $m_0 = 1,2 \times 10^{-1} \, \text{кг}$ ;  $m_1 = 8,5 \times 10^{-2} \, \text{кг}$ ;  $D_{1к2} = 2,34 \times 10^{-2} \, \text{м}$ ;  $D_{1к1} = 1,5 \times 10^{-2} \, \text{м}$ ;  $m_2 = 1,85 \times 10^{-1} \, \text{кг}$ ;  $m_3 = 4,5 \times 10^{-2} \, \text{кг}$ ;  $m_4 = 1,45 \times 10^{-1} \, \text{кг}$ ;  $m_5 = 3,0 \times 10^{-2} \, \text{кг}$ ;  $BC = 3,0 \times 10^{-2} \, \text{м}$ .

С использованием разработанной математической модели выполнен расчёт динамических характеристик ДСТК (рис. 5) при скорости поворота органа управления 123 град/сек.

Для сравнения на рис. 6 представлены экспериментальные динамические характеристики ДСТК при той же скорости поворота органа управления.

Статистические методы обработки результатов расчёта показывают, что разработанная математи-

ческая модель ДСТК значимо описывает результаты эксперимента и пригодна для выполнения аналитических исследований его динамических характеристик с целью разработки высокоинформативного и оперативного метода диагностирования.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Федотов А. И. Диагностика пневматического тормозного привода автомобилей на основе компьютерных технологий: дис. ... докт. тех. наук. — Новосибирск: СибИМЭ. — 1999. — 506 с.
2. Федотов А. И., Портнягин Е. М. Исследование фазовых динамических характеристик регулятора тормозных сил автомобиля с целью его диагностирования // Вестник Иркутского государственного технического университета. — 2013. — № 10 (81). — С. 206–210.
3. Метлюк Н. Ф., Автушко В. П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. — М.: Машиностроение, 1980. — 231 с.
4. Федотов А. И. Математическое описание газодинамических процессов в контурах пневматического тормозного привода автомобиля с целью его диагностирования // Вестник Иркутского государственного технического университета. — 2013. — № 10 (81). — С. 201–206.
5. Жестков В. В. К расчёту динамики пневматического привода тормозов тяжёлых автопоездов // Автомобили, тракторы и двигатели. — Челябинск, 1980. — Вып. 246. — С. 9–14.
6. Герц Е. В. Динамический расчёт динамических дискретных приводов // Пневматика и гидравлика. — М.: Машиностроение, 1973. — Вып. 1. — С. 17–33.
7. Федотов А. И., Портнягин Е. М. Экспериментальное исследование динамических характеристик первого и второго контуров пневматического тормозного привода автомобиля // Вестник Иркутского государственного технического университета. — 2013. — № 11 (82). — С. 223–230.