Записки Санкт-Петербургского горного института им.Г.В.Плеханова.
Т. 141. СПб, 1995

УДК 629.114

Н.И.ВЕРЕВКИН, Е.Д.ШТЕРН

ВОПРОСЫ НАДЕЖНОСТИ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ТОРМОЗНЫХ ПРИВОДОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Вопросы надежности пневматических тормозных приводов транспортных средств в настоящее время приобретают все более важное значение в свете повышения требований к тормозным системам с точки зрения снижения времени срабатывания тормозных механизмов, уменьшения тормозного пути автомобилей, повышения максимального замедления, создаваемого тормозной системой в целом. При этом встает сложнейшая задача изыскания резервов тормозных систем, ибо на первый взгляд кажется, что пневматическая тормозная система уже достигла предела в своем развитии и в дальнейшем совершенствоваться уже не может, кроме применения микропроцессорной техники и бортовых компьютеров, что, наряду с многочисленными позитивными свойствами, значительно удорожает и усложняет саму систему, и в конечном итоге снижает ее ремонтопригодность и, как следствие, надежность.

В настоящее время нет достаточно точного математического аппарата, удовлетворительно описывающего переходные процессы, происходящие в пневматическом приводе при торможении. Существующее описание процесса торможения автомобиля [I], основанное на дифференциальном уравнении движения, имеет вид

$$m\ddot{x} + A\dot{x}^2 + B(t) + fG = 0, \qquad (I)$$

где m – приведенная масса транспортного средства; $\ddot{x}$ – замедление горизонтального движения автомобиля; $\dot{x}$ – скорость горизонтального движения; A – произведение лобовой площади на коэффициент сопротивления; f – коэффициент сопротивления качению колес; G – общий вес автомобиля;

$$B(t) = \sum_1^i \frac{M_{m_i}}{r} = \sum_1^i \frac{n_i (P - P_0)}{r}; \qquad (2)$$

M_{m_i} – приведенный суммарный момент для одной оси; n – коэффициент пропорциональности; P_0 – давление, при котором колодки ложатся на барабан; P – давление в системе привода – величина, зависящая от времени; r – радиус качения колеса.

В простейшем случае функция зависимости давления p в формуле (2) от времени рассматривается как прямая пропорциональность, таким образом, тормозные силы и замедление автомобиля полагаются зависимыми от времени линейно, как это традиционно принято представлять на упрощенной тормозной диаграмме, предложенной профессором Н.А.Бухариным [4] для оценки отдельных составляющих тормозного пути автомобиля.

В целом, при расчете тормозного пути автомобиля с учетом описанного допущения, ошибка оказывается незначительной. Однако при оценке работы трения в тормозных механизмах, а именно в парах трения - тормозная накладка - тормозной барабан и шина - поверхность дороги,- ошибка значительно превышает допустимые пределы погрешности инженерных расчетов. Если вспомнить о том, что работа трения является фактором, определяющим безотказность и долговечность деталей тормозных механизмов, а следовательно, и их надежность, то возникает задача уточнения формулы, описывающей переходный процесс в приводе.

К выводу о том, что давление в пневматическом тормозном приводе нарастает нелинейно, пришел еще Н.А.Бухарин [I]. Экспериментально полученная им зависимость имела вид

$$p = p_{max}\left(1 - e^{-kt}\right), \qquad (3)$$

где p_{max} - давление в ресивере; k - константа времени, зависящая от конструкции привода.

В дальнейшем эта зависимость была уточнена:

$$p_{безр} = A\left(1 - e^{-kt}\right), \qquad (4)$$

где A - безразмерный коэффициент, зависящий от давления в ресивере;

$$p_{безр} = \frac{p}{p_{max}};$$

p - мгновенное значение давления в приводе.

Формула (4) достаточно точно описывает процессы, происходящие при наполнении привода, однако пользование ею вызывает значительные трудности, связанные с тем, что она носит чисто эмпирический характер и использование ее в новых условиях приводит к необходимости каждый раз ставить повторный эксперимент с целью определения коэффициента A.

Попытка рассмотрения и описания пневматического тормозного привода как апериодического звена первого порядка была предпринята авторами в работе [2]. На основе теоретических выкладок была получена формула, выражающая передаточную функцию пневмопривода в преобразованном по Лапласу виде,

$$\overline{W}(s) = \frac{\overline{p}_{тк}}{\overline{\varphi}} = \frac{k}{T_s + 1}, \qquad (5)$$

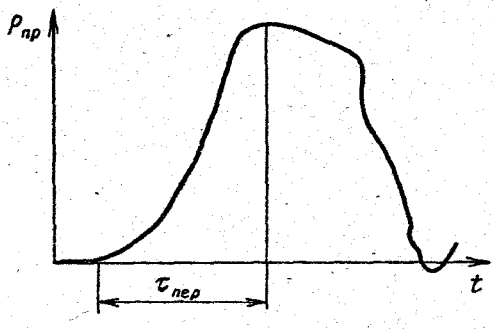


Рис.1. Осциллографическая зависимость давления в приводе от времени

где $\bar{P}_{тк}$ – безразмерное давление в преобразованном по Лапласу виде; φ – безразмерная эквивалентная пропускная способность привода; k – коэффициент передачи апериодического звена, определяемый как соотношение конструктивных постоянных; T – постоянная времени апериодического звена.

Однако эксперименты, проделанные авторами, показали несовершенство формулы (5). В действительности, как показывает осциллографическая зависимость нарастания давления в тормозном приводе $p_{пр}$ от времени (рис.I), переходный процесс $\tau_{пер}$ протекает по закону апериодического звена второго порядка.

Современные сложные многоконтурные привода автомобильных тормозов включает в себя большое количество пневмоэлементов, поэтому при их анализе прибегают к моделированию [5], заменяя реальные устройства (тормозные камеры, краны, трубопроводы, ресиверы и т.д.) моделями, которые с определенной точностью отражают динамические процессы, происходящие в реальных устройствах. Смоделируем контур тормозного пневматического привода автомобиля, заменяя реальные пневмоагрегаты емкостями и сосредоточенными пневмосопротивлениями – дросселями.

В результате моделирования получается динамическая расчетная схема привода, показанная на рис.2.

На схеме обозначены: $\mu_1 F_1$ – пропускная способность дросселя, заменяющего трубопровод, от ресивера до тормозного крана; $\mu_к F_к$ – переменная пропускная способность дросселя, представляющего собой впускной клапан тормозного крана; для крана полагаем коэффициент расхода $\mu_к$ постоянным, а площадь проходного сечения $F_к(t)$ переменной, зависящей от вре-

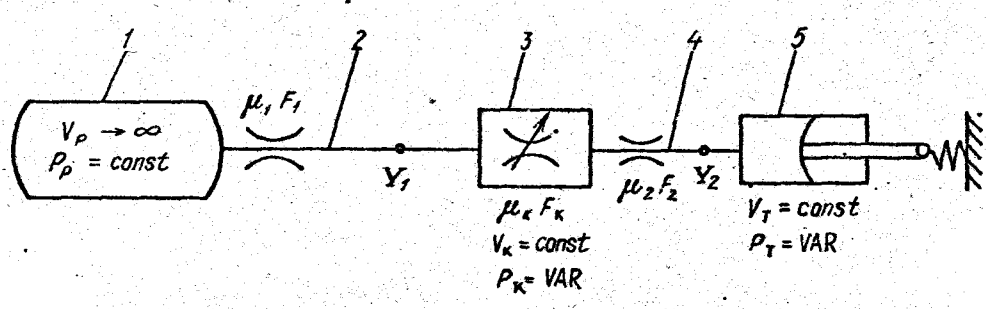


Рис.2. Динамическая расчетная схема пневмопривода
1 – ресивер; 2 и 4 – трубопроводы; 3 – секция тормозного крана; 5 – тормозная камера

мени; $\mu_2 F_2$ – пропускная способность дросселя, заменяющего трубопровод, от тормозного крана до тормозной камеры; $V_р$, $P_р$ – соответственно объем и давление в ресивере, причем поскольку постоянство давления в ресивере поддерживается компрессором, то объем его можно полагать бесконечным; $V_к$, $P_к$ – соответственно объем и давление в тормозной камере.

Объемы тормозного крана и тормозной камеры из-за малости их изменений в процессе торможения полагаем постоянными, как это принято в расчетах по автоматике. На расчетной схеме выделяются характерные точки, называемые узлами Y_1 и Y_2.

Составим дифференциальные уравнения динамики пневмопривода, используя уравнения баланса мгновенных массовых расходов воздуха в узлах пневмоконтура Y_1 и Y_2,

$$\left.\begin{aligned} \frac{dm_э}{dt} - \frac{dm_к}{dt} &= \frac{dm_2}{dt}; \\ \frac{dm_2}{dt} &= \frac{dm_т}{dt}, \end{aligned}\right\} \qquad (6)$$

где $dm_э/dt$ – мгновенный массовый расход воздуха, проходящего через эквивалентное сопротивление, представляющее собой последовательно соединенные трубопровод 2 (рис.2) и клапан тормозного крана; $dm_к/dt$ – мгновенный массовый расход воздуха, поступающего в полость тормозного крана; $dm_т/dt$ – то же, поступающего в полость тормозной камеры; dm_2/dt – мгновенный массовый расход воздуха, проходящего через трубопровод 4 (рис.2).

Однако в виде системы (6) уравнения динамики пневмопривода неразрешимы, поэтому они могут быть представлены в виде

$$\left.\begin{aligned} \frac{\mu_э F_э A P_р \sqrt{2k}\,(P_р - P_к)}{\sqrt{RT_р (k-1) g}\,(BP_р - P_к)} - \frac{V_к dP_к}{kRT_р dt} &= \frac{\mu_2 F_2 A P_к \sqrt{2k}\,(P_к - P_т)}{\sqrt{RT_р (k-1) g}\,(BP_к - P_т)}; \\ \frac{\mu_2 F_2 A P_к \sqrt{2k}\,(P_к - P_т)}{\sqrt{RT_р (k-1) g}\,(BP_к - P_т)} &= \frac{V_т dP_т}{kRT_р dt}, \end{aligned}\right\} \qquad (7)$$

где $\mu_э F_э$ – эквивалентное пневмосопротивление последовательно соединенных трубопровода 2 и клапана тормозного крана,

$$\mu_э F_э = \frac{\mu_1 F_1 \cdot \mu_к F_к(t)}{\sqrt{(\mu_1 F_1)^2 + (\mu_к F_к(t))^2}}; \qquad (8)$$

A и B – постоянные коэффициенты в формуле функции расхода Метлока – Автушко [5], $A = 0{,}654$; $B = 1{,}13$; k – показатель адиабаты; $T_р$ – температура в ресивере; g – ускорение свободного падения тела.

Методика определения мгновенных массовых расходов $dm_э/dt$, dm_2/dt, исходя из формулы расхода, полученной Е.В.Герц [3], с учетом функции расхода Метлока – Автушко [5], которое является чисто технической процедурой,

подробно изложена в работе [2]. Определение мгновенных массовых расходов $dm_к/dt$ и $dm_т/dt$ осуществляется дифференцированием по времени уравнения Менделеева – Клапейрона для постоянного объема

$$\frac{dm}{dt} = \frac{V}{kRT}\frac{dP}{dt}. \tag{9}$$

Очевидно, что процесс полагается адиабатным, т.е. происходящим при постоянной температуре, что соответствует действительности, так как время срабатывания привода мало и теплообмен не успевает произойти.

Заметим, что мгновенные массовые расходы являются функциями от переменных величин:

$$\dot{m}_э = f(\mu_э F_э, P_т); \quad \dot{m}_к = f(\dot{P}_к);$$
$$\dot{m}_т = f(\dot{P}_т); \quad \dot{m}_2 = f(P_к P_т). \tag{10}$$

Система уравнений (7) сложна, и при решении ее следует прибегнуть к линеаризации. Для этого возьмем частные производные от мгновенных массовых расходов по переменным величинам и разложим расходы в ряд Тэйлора до второго члена.

Запишем линеаризованные уравнения процесса в отклонениях:

$$\left.\begin{aligned} C_1\Delta(\mu_э, F_э) + C_2\Delta P_к - C_3\Delta\dot{P}_к - C_4\Delta P_к - C_5\Delta P_т = 0; \\ C_4\Delta P_к + C_5\Delta P_т - C_6\Delta\dot{P}_т\ , \end{aligned}\right\} \tag{11}$$

где

$$\left.\begin{aligned} C_1 &= \frac{AP_р\sqrt{2k}\,(P_р - P_т^\circ)}{\sqrt{RT_р(k-1)g}\,(BP_р - P_т^\circ)}; \\ C_2 &= \frac{(\mu_э F_э)^\circ AP_р\sqrt{2k}\,(P_р - BP_р)}{\sqrt{RT_р(k-1)g}\,(BP_р - P_т^\circ)^2}; \\ C_3 &= \frac{V_к}{kRT_р}; \\ C_4 &= \frac{\mu_2 F_2 A\sqrt{2k}}{\sqrt{RT_р(k-1)g}\,(B-1)}; \\ C_5 &= \frac{\mu_2 F_2 A\sqrt{2k}}{\sqrt{RT_р(k-1)g(1-B)^2}}; \\ C_6 &= \frac{V_т}{kRT_р}. \end{aligned}\right\} \tag{12}$$

Система (I2) получена при условии равенства начальных значений давления в полости тормозного крана и рабочей полости тормозной камеры.

Для разрешения системы (II) выразим во втором ее уравнении $\Delta P_к$ через $\Delta P_т$ и $\Delta \dot{P}_т$, продифференцируем и подставим получившееся выражение в первое уравнение системы. После упрощения получим первое уравнение системы (II) в виде

$$C_1\Delta(\mu_э F_э)+\left(C_2\frac{C_6}{C_4}+C_3\frac{C_5}{C_4}-C_6\right)\frac{d(\Delta P_т)}{dt}-$$

$$-C_2\frac{C_5}{C_4}\Delta P_т-C_3\frac{C_6}{C_4}\frac{d^2(\Delta P_т)}{dt^2}=0. \qquad (I3)$$

Формула (I3) представляет собой дифференциальное уравнение второго порядка, которое может быть решено любыми известными математическими методами, в том числе и преобразованиями Лапласа. После решения в виде преобразованном по Лапласу уравнение (I3) примет вид

$$\overline{W}(s)=\frac{\Delta\overline{P}_т}{\Delta(\mu_э F_э)}=\frac{k_п}{T_2^2 s^2+T_1 s+1}, \qquad (I4)$$

где

$$\left.\begin{aligned} T_2^2&=\frac{C_3C_6}{C_2C_5};\\ T_1&=\frac{C_4C_6-C_2C_6-C_3C_5}{C_2C_5};\\ k_п&=\frac{C_1C_4}{C_2C_5}. \end{aligned}\right\} \qquad (I5)$$

Уравнение (I4) представляет собой уравнение апериодического звена второго порядка в преобразованном по Лапласу виде, а отношение $\Delta\overline{P}_т/\Delta(\mu_э F_э)$, обозначенное через $\overline{W}(s)$, называется передаточной функцией звена.

При переходе в область оригиналов выражение (I4) принимает вид

$$\frac{\Delta P_т}{\Delta(\mu_э F_э)}=k_п\left(1-\frac{T_3}{T_3-T_4}e^{-\frac{t}{T_3}}+\frac{T_4}{T_3-T_4}e^{-\frac{t}{T_4}}\right), \qquad (I6)$$

где

$$T_3, T_4=\frac{T_1}{2}\pm\sqrt{\frac{T_1^2}{4}-T_2^2},$$

$$T_1>2T_2 \quad и \quad T_3>T_4.$$

Поскольку не вызывает сомнений, что $\Delta P_т$ и $\Delta(\mu_э F_э)$ бесконечно малые одинакового порядка малости, то их отношение в уравнении (I6) может быть заменено пределом, равным $P_т(t)/\mu_э F_э(t)$, и уравнение (I6) примет вид

$$\frac{P_т(t)}{(\mu_э F_э)(t)} = k_п \left(1 - \frac{T_3}{T_3 - T_4} e^{-\frac{t}{T_3}} + \frac{T_4}{T_3 - T_4} e^{-\frac{t}{T_4}}\right). \qquad (I7)$$

Формула (I7) является достаточно точным описанием процесса, происходящего в приводе. В конечном итоге, если, с одной стороны, известен закон нажатия на педаль управления тормозом автомобиля и закон работы следящего механизма действия тормозного крана $\mu_э F_э(t)$, а с другой стороны, известна связь между процессом нарастания давления в тормозной камере $P_т(t)$ и работой тормозного механизма, то появляется возможность описать весь процесс, происходящий при торможении автомобиля, как результат действия некоей автоматической системы, в качестве каковой и выступает тормозная система автомобиля. Критерии надежности автоматических систем достаточно подробно разработаны и описаны в теории автоматического регулирования. Авторам представляется, что применение методов автоматики к исследованию надежности тормозных систем автомобилей позволит принять принципиально новые решения в области повышения надежности и безопасности эксплуатации транспортных средств.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Беленький Ю.Б., Дронин М.И., Метлюк Н.Ф. Новое в расчете и конструкции тормозов автомобилей. М.: Машиностроение, 1965.

2. Веревкин Н.И., Штерн Е.Д. Анализ переходных процессов в пневматических приводах тормозных механизмов автомобилей // Исследование рабочих процессов строительных машин. СПб, 1993.

3. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1975.

4. Мащенко А.Ф., Розанов В.Г. Тормозные системы автотранспортных средств. М.: Транспорт, 1972.

5. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. М.: Машиностроение, 1980.