

различием в размерах и весовых нагрузках колес ПВМ и ЗВМ. Зона, ниже кривых (рис. 3), соответствует режимам циркуляции в межосевом приводе трактора 4 x 4 "паразитной" мощности. На тракторах МТЗ такие режимы работы исключают путем автоматизации включения ПВМ посредством установки в привод последнего обгонных муфт.

Установление распределения тяговых нагрузок по ведущим мостам трактора 4 x 4 в зависимости от схемы силового привода указанным выше методом имеет то преимущество, что неизвестные величины касательных сил тяги и буксований определяются на стадии проектирования в зависимости от заданной величины основного расчетного параметра трактора - суммарной тяговой нагрузки, а также от заданных значений конструктивных параметров трактора - величин m , $h_{кр}$, L и др. с учетом нелинейности зависимости между касательной силой тяги и буксованием и перераспределения веса трактора от значений кривоковой нагрузки. Кроме того, разработанный метод позволяет путем машинного эксперимента определять и сравнивать на стадии проектирования эксплуатационные показатели тракторов 4 x 4 с блокированным межосевым приводом различного конструктивного исполнения.

Л и т е р а т у р а

1. Лефаров А.Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. - М., 1972. - 147 с.
2. Guskov V.V. Making the 4 w. d. more competitive. - J.Farm machine design engineering. England, 1968, December, p. 42 - 46.
3. Гуськов В.В. Тракторы: Теория. - Минск, 1977, ч. 2. - 384 с.

УДК 629.114 - 597.5

А.М.Расолько, канд.техн.наук,
А.Э.Павлович (БПИ)

К ВОПРОСУ СНИЖЕНИЯ УСИЛИЯ НА ПЕДАЛИ УПРАВЛЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ ТОРМОЗОВ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

В последнее время в автотракторостроении все большее внимание уделяется такому эксплуатационному качеству, как удобство использования систем управления, поскольку от него в большой степени зависит производительность труда водителя. Что касается тормозной системы, то удобство ее использования оценивается усилием на тормозной педали [1].

Экспериментальные исследования и практика эксплуатации показывают, что краны управления пневматическим приводом тормозов автомобилей и тракторов требуют больших приводных усилий на педали управления, превышающих иногда 400 Н. Поэтому интерес представляет тормозной кран, позволяющий снизить усилие, затрачиваемое на управление [2] (рис. 1).

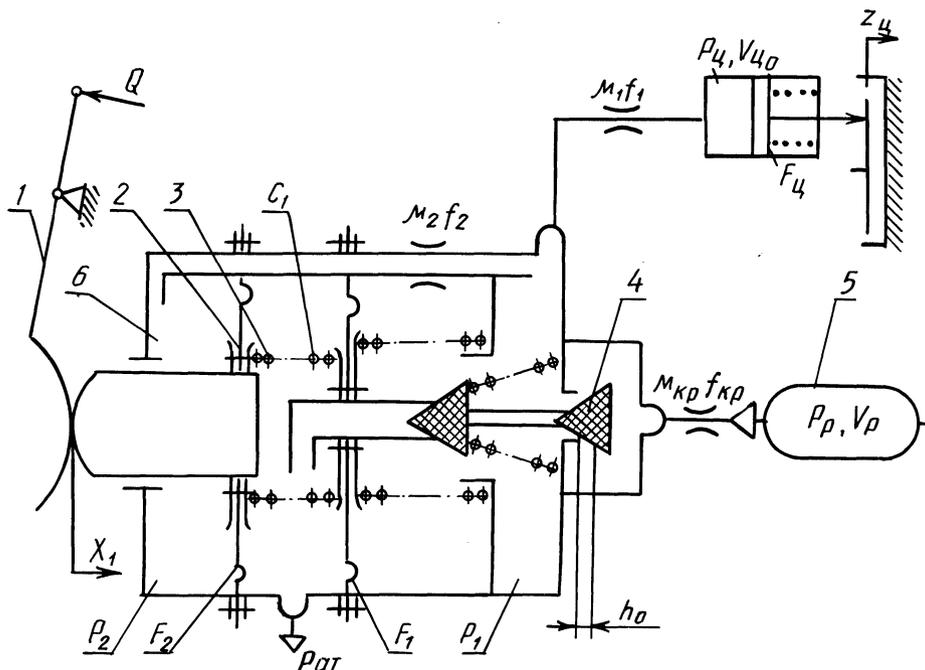


Рис. 1. Принципиальная схема тормозного крана.

При торможении к педали 1 водитель прилагает усилие Q , которое передается на шток крана. При этом диафрагма 2 прогибается и через пружину 3 воздействует на седло. Клапан 4 разобщает управляющую полость от атмосферы и сообщает ее с ресивером 5. Воздух из ресивера поступает в тормозной цилиндр и одновременно по каналу с сопротивлением $\mu_2^f_2$ в полость 6. При этом воздух, воздействуя на диафрагму 2, снижает часть усилия, прилагаемого к педали.

При снятии водителем усилия Q с педали осуществляется отгормаживание.

Динамика работы указанного крана характеризуется тремя этапами: первый – прямой ход диафрагмы до выбора зазора между подвижным седлом и выпускным клапаном 4; второй – движение клапана до обеспечения максимального проходного сече-

ния (насыщение) и третий - когда движение его не сопровождается увеличением пропускной способности $\mu_{кр}^{f_{кр}}$.

Таким образом, перемещение клапана тормозного крана можно выразить следующей зависимостью:

$$h_k = X_1 - \frac{F_1}{C_1} (p_1 - p_{c1}) + \frac{F_2}{C_1} p_2 - h_0, \quad (1)$$

где X_1 - перемещение штока; h_0 - зазор между седлом и клапаном; F_1, F_2 - активные площади диафрагм; C_1 - жесткость уравновешивающей пружины; p_{c1} - давление, соответствующее преднатягу уравновешивающей пружины; p_1, p_2 - давление воздуха в полостях.

Текущее перемещение штока крана зависит от закона перемещения тормозной педали, и его можно записать, как

$$X_1 = \frac{1}{2} \left[\left| \frac{X_{1M}}{t_M} t + X_{1M} \right| - \left| \frac{X_{1M}}{t_M} t - X_{1M} \right| \right], \quad (2)$$

где X_{1M} - максимальный ход штока; t - текущее значение времени торможения; t_M - время, за которое шток достиг максимального перемещения.

Зависимость (2) получаем из обработки экспериментальных данных по процессу торможения.

Изменяя время t_M , можно задать в модели аварийное ($t_M = 0,05 - 0,1$ с) и служебное торможение.

При определенном темпе перемещения тормозной педали время движения впускного клапана до открытия зависит от зазора h_0 между седлом и клапаном, жесткостью пружины C_1 и соотношением активных площадей диафрагм.

Пропускную способность клапанов предлагается описывать полиномом вида

$$\mu_{кр}^{f_{кр}} = a_1 h_k^3 + a_2 h_k^2 + a_3 h_k + a_4, \quad (3)$$

где a_1, a_2, a_3 и a_4 - коэффициенты аппроксимации, получаемые в результате математической обработки результатов экспериментов по продувке клапанов.

Для практических расчетов (погрешность 1,5-2%) $\mu_{кр}^{f_{кр}}$ можно выразить и более простой зависимостью:

$$\mu_{кр}^{f_{кр}} = \frac{1}{2} \left[\left| \frac{\mu_{кр.м}^{f_{кр.м}}}{h_{к.м}} h_k + \mu_{кр.м}^{f_{кр.м}} \right| - \left| \frac{\mu_{кр.м}^{f_{кр.м}}}{h_{к.м}} \times h_k - \mu_{кр.м}^{f_{кр.м}} \right| \right], \quad (4)$$

где $\mu_{кр.м}^{f_{кр.м}}$ - максимальная пропускная способность клапанов; $h_{к.м}$ - перемещение (ход) клапанов, при котором достигается $\mu_{кр.м}^{f_{кр.м}}$.

Математическая модель тормозного крана при работе на повышение давления включает в себя уравнения (1), (2) и (4), а

также приведенные ниже (5), (6) и составлена с учетом гиперболической функции расхода воздуха [3]:

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{p}_1 &= \frac{E}{V_1} \left[\mu_{кр} f_{кр} p_p \frac{p_p - p_1}{B p_p - p_1} - \mu_1 f_1 p_1 \frac{p_1 - p_{ц}}{B p_1 - p_{ц}} - \right. \\ &\quad \left. - \mu_2 f_2 p_1 \frac{p_1 - p_2}{B p_1 - p_2} \right]; \\ \dot{p}_2 &= \frac{E}{V_2} \mu_2 f_2 p_1 \frac{p_1 - p_2}{B p_1 - p_2}; \\ \dot{p}_{ц} &= \frac{1}{V_{ц0} + F_{ц} z_{ц}} \left(E p_1 \frac{p_1 - p_{ц}}{B p_1 - p_{ц}} \mu_1 f_1 - k F_{ц} p_{ц} \dot{z}_{ц} \right). \end{aligned} \right. \quad (5)$$

При отгормаживании

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{p}_{ц} &= - \frac{1}{V_{ц0} + F_{ц} z_{ц}} \left(E p_{ц} \frac{p_{ц} - p_1}{B p_{ц} - p_1} \mu_1 f_1 + k F_{ц} p_{ц} \dot{z}_{ц} \right); \\ \dot{p}_2 &= - \frac{E}{V_2} \mu_3 f_3 p_2 \frac{p_2 - p_1}{B p_2 - p_1}; \\ \dot{p}_1 &= \frac{E}{V_1} \left[\mu_1 f_1 p_3 \frac{p_3 - p_1}{B p_3 - p_1} + \mu_2 f_2 p_2 \frac{p_2 - p_1}{B p_2 - p_1} - \right. \\ &\quad \left. - \mu_{кр} f_{кр} p_1 \frac{p_1 - p_{ат}}{B p_1 - p_{ат}} \right], \end{aligned} \right. \quad (6)$$

где p_1, p_2, p_3, p_p - давление сжатого воздуха; $\mu_i f_i$ - пропускные способности; V_i - объем; $z_{ц}$ - перемещение нажимного диска; $p_{ат}$ - атмосферное давление; $V_{ц0}$ - начальный объем цилиндра; $F_{ц}$ - площадь поршня.

Приведенные выше уравнения решались численным методом интегрирования. В результате получены динамические характеристики и установлено, что от соотношения активных площадей диафрагм зависит характер нарастания давления в емкости. Например, при $F_2 \geq F_1$ клапан может полностью открыться, хотя шток не переместился на максимальную величину.

Кроме этого, на динамику пневмопривода большое влияние оказывает проходное сечение f_2 канала, идущего в полость 6 (рис. 1). Так, при недостаточном проходном сечении ($f_2 \leq 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$) шток 2 может вернуться в исходное положение, а отгормаживание еще не будет наступать, поскольку $p_2 > p_1$ и удерживает клапан 4 в открытом положении. Поэтому необходимо выбирать $f_2 > 4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$.

Проводились экспериментальные и теоретические исследования пневматического привода управления тормозами тракторного поезда в составе трактора МТЗ-80, оборудованного опытным пневмокраном, и прицепа 2ПТС-4, работающего как по однопроводной, так и по двухпроводной схемам. Из полученных статических и динамических характеристик (рис. 2) следует, что привод

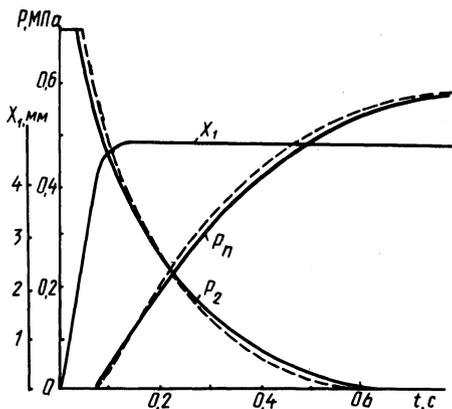


Рис. 2. Динамические характеристики пневмопривода при торможении тракторного поезда:

— — — расчетные кривые, — — — экспериментальные кривые; X_1 — перемещение штока; p_p — давление в тормозных камерах задней оси прицепа; p_2 — давление в полости б (рис. 1).

удовлетворяет существующим требованиям в части быстродействия и усилия на тормозной педали. Так, максимальное сопротивление перемещению тормозной педали не превышало 160 Н, а время срабатывания двухзвенного тракторного поезда при однопроводном приводе тормозов составило 0,58 с, при этом установлено, что математические модели с точностью 8–10% адекватно отражают реальные процессы, происходящие в тормозной системе.

Л и т е р а т у р а

1. ГОСТ 12.2.019–76. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные: Общие требования безопасности. Срок действия с 1.01.77, с. 8–9. 2. А. с. 674947 (СССР). Тормозной кран / Е.Н.Козлов, А.М.Расолько, Ю.И.Марков и др. — Оpubл. в Б. И., 1979, № 27. 3. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. — М., 1980, с. 38–44.

В.Ф.Чабан, канд.техн.наук (БПИ)

К ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРНЫХ ТРАНСМИССИЙ

Система автоматического переключения передач (САПП) охватывает дизельный двигатель с собственной замкнутой системой автоматического регулирования частоты вращения (САР ЧВ) и гидроуправляемую коробку передач, наиболее приспособленную для применения САПП.

При создании тракторных САПП и определении их параметров необходимо исключить нежелательные режимы – звонковые переключения. Эти режимы могут быть по следующим основным причинам: а) мгновенные реагирования САПП на случайные изменения нагрузки; б) неоптимальная установка пороговых значений информационных переменных при переключениях передач; в) реагирования САПП на изменения нагрузки после переключения передач.

Значения крутящих моментов при переключениях передач и работе двигателя на внешней характеристике определяются решением системы уравнений, учитывающей необходимость реализации максимальной мощности двигателя и исключения звонковых переключений

$$\left. \begin{aligned} \omega_{р.в} M_{р.в} &= \omega_{к.н} M_{к.н}; \\ \frac{M_{к.н}}{M_{р.в}} &= k_{зв} q, \end{aligned} \right\}$$

а на частичных скоростных режимах – учитывающей необходимость работы двигателя с минимальным удельным расходом топлива и исключения звонковых переключений

$$\left. \begin{aligned} M_{пр.в} &= M_{дв.эк} - \frac{k_{зв}(q-1)M_{пр.н}}{2}; \\ \frac{M_{пр.н}}{M_{пр.в}} &= k_{зв} q, \end{aligned} \right\}$$

где $M_{р.в}$; $M_{пр.в}$; $M_{р.н}$; $M_{пр.н}$ – значения крутящих моментов при включениях смежных высших и низших передач при работе двигателя на внешней и частичных характеристиках; $\omega_{р.в}$; $\omega_{р.н}$ – значения частот вращения при переключениях передач; $k_{зв}$ – коэффициент запаса, предотвращающий звонковые переключения, наблюдаемые при неоптимальной установке порогов переключений