

Расчеты по разработанной программе показывают, что 1) для схематизации случайных процессов нагружения машинно-тракторных агрегатов пригодны только методы выделения полных циклов; 2) перед схематизацией массив ординат реализаций случайного процесса надо подвергать эффективному контролю на наличие ошибок, так как две-три ошибочные ординаты могут дать ошибку в оценке ресурса в несколько раз; 3) гипотезу суммирования усталостных повреждений целесообразно корректировать [4], иначе оценка ресурса может быть завышена на порядок.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 25.101-83. Расчеты и испытание на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов. — М., 1983. — 29 с. 2. К о г а е в В.П., М а х у т о в Н.А., Г у с е н к о в А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. — М., 1985. — 224 с. 3. ГОСТ 25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. — М., 1982. — 80 с. 4. К о г а е в В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. — М., 1977. — 252 с.

УДК 629.113.592

В.Ю. СИДОРЕНКО, Г.П. ГРИБКО,  
Е.Н. ГЕРАСИМОВИЧ

### ПОВЫШЕНИЕ БЫСТРОДЕЙСТВИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ТРАКТОРНОГО ПРИЦЕПА

Большегрузные тракторные поезда широко используются в сельском хозяйстве для перевозки грузов не только по грунтовым сельским дорогам, но и по автомагистралям, поэтому необходимо обеспечить безопасность их движения, повысить эффективность экстренного торможения многозвенного тракторного поезда. Одним из ее основных показателей является тормозной путь поезда, который в свою очередь зависит от показателя качества переходного процесса в пневматическом приводе тормозной системы — быстродействия. Повышение грузоподъемности тракторных прицепов сопровождается увеличением их геометрических параметров, в частности длины, что приводит к увеличению протяженности магистралей их пневматических приводов. Это вызвало необходимость повышения быстродействия длинномагистральных пневматических приводов тормозных систем.

В настоящее время известны способы, позволяющие сокращать время протекания переходного процесса в приводе: обеспечение оптимальных проходных сечений трубопроводов и аппаратов; применение дополнительных ускорительных клапанов, корректирующих устройств [1]. Использование каждого последующего способа является средством повышения быстродействия пневматического привода тормозной системы в том случае, когда все возможности предыдущего способа для достижения этой цели уже исчерпаны. Применение дополнительных ускорительных клапанов и корректирующих устройств в приводе приводит к увеличению его металлоемкости и себестоимости.

мости. Поэтому необходимы новые пути повышения быстродействия существующих пневматических приводов, а также изыскание резервов для этого при разработке их принципиальной схемы.

Выпускаемые в настоящее время большегрузные тракторные прицепы оснащены однопроводным пневматическим приводом (рис. 1) с магистральями управляющего (до воздухораспределительного клапана) и выводного участков. Длина магистрали выводного участка — 3,5...4 м. Поскольку в пневматическом приводе тормозной системы серийно выпускаемых прицепов разобщительный кран установлен в конце магистрали выводного участка перед соединительной головкой, в приводе тормозной системы прицепа, который расположен в конце тракторного поезда, образуется так называемый "паразитный объем" на выводном участке магистрали, который при каждом торможении и оттормаживании тракторного поезда отрицательно влияет на быстродействие привода. Рекомендуется отключать этот "паразитный объем" выводного участка магистрали на последнем прицепе поезда [2], однако отсутствие количественной оценки влияния объема выводного участка магистрали на время срабатывания воздухораспределительного клапана не позволило сделать конкретные рекомендации по выбору места установки разобщительного крана 8, которым, кроме основной функции, можно отключать магистраль вы-

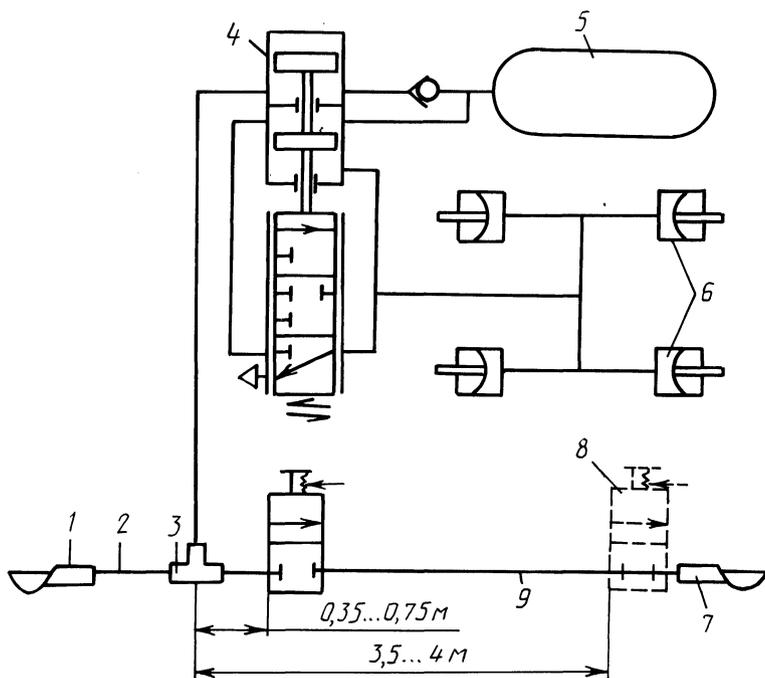


Рис. 1. Принципиальная схема пневматического привода тормозной системы тракторных прицепов ОЗТП:

1, 7 — соединительные головки; 2 — магистраль управляющего участка; 3 — тройник; 4 — воздухораспределительный клапан; 5 — ресивер; 6 — тормозные камеры; 8 — разобщительный кран; 9 — магистраль выводного участка

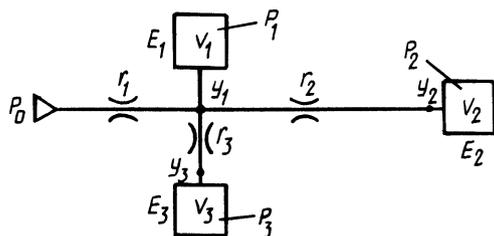


Рис. 2. Расчетная схема пневматической цепи

расстоянии от начала разветвления трубопроводов. Это позволит расположить краны ближе к краю грузонесущей платформы, что обеспечит удобное управление ими и повысит безопасность труда водителя.

На рис. 2 изображена расчетная схема пневматической цепи привода тормозов тракторного полуприцепа ОЗТП-9554 с параллельным соединением двух дроссельно-емкостных звеньев, емкостей  $E_2$  (разобщительный кран) и  $E_3$  (управляющая полость воздухораспределительного клапана) объемом  $V_2$  и  $V_3$  и дросселей (трубопроводы) с пневмосопротивлениями  $r_2$  и  $r_3$ , с помощью которых емкости  $E_2$  и  $E_3$  соединены с емкостью  $E_1$  (тройник) и подключены через трубопровод с пневмосопротивлением  $r_1$  к источнику давления. На основании первого закона Кирхгофа применительно к пневматическим системам [1] были составлены дифференциальные уравнения, описывающие переходный процесс в рассматриваемом приводе. При этом были приняты следующие допущения: отсутствуют утечка воздуха из системы и теплообмен между воздухом в пневматическом приводе и окружающей средой; пневмосопротивления трубопроводов считаются сосредоточенными. По упомянутому закону мгновенный массовый расход воздуха в узле равен нулю:

для узла  $y_1$

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_{E_1} = 0; \quad (1)$$

для узла  $y_2$

$$\dot{m}_2 - \dot{m}_{E_2} = 0; \quad (2)$$

для узла  $y_3$

$$\dot{m}_3 - \dot{m}_{E_3} = 0, \quad (3)$$

где  $\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3$  — мгновенный массовый расход воздуха соответственно через дроссели с пневмосопротивлениями  $r_1, r_2, r_3$ ;  $\dot{m}_{E_1}, \dot{m}_{E_2}, \dot{m}_{E_3}$  — расход воздуха соответственно в емкостях  $E_1, E_2, E_3$ .

Преобразуем выражения (1)–(3) с учетом гиперболической функции расхода воздуха через дроссель с местным пневмосопротивлением [1] и уравнения состояния воздуха в емкости:

$$A v_{кр} [(\mu F)_1 p_0 \frac{p_0 - p_1}{B p_0 - p_1} - (\mu F)_2 p_1 \frac{p_1 - p_2}{B p_1 - p_2} -$$

водного участка 9. У большинства выпускаемых в настоящее время прицепов трубопроводы пневматического привода тормозной системы и их разветвления на рабочие и выводные участки расположены вдоль продольной оси прицепов под их грузонесущими платформами. В связи с этим обоснована возможность установки разобщительных кранов на некотором

$$-(\mu F)_3 p_1 \frac{p_1 - p_3}{B p_1 - p_3} \left] - \frac{V_1}{k} \frac{dp_1}{dt} = 0; \quad (4)$$

$$A v_{\text{кр}} (\mu F)_2 p_1 \frac{p_1 - p_2}{B p_1 - p_2} - \frac{V_2}{k} \frac{dp_2}{dt} = 0; \quad (5)$$

$$A v_{\text{кр}} (\mu F)_3 p_1 \frac{p_1 - p_3}{B p_1 - p_3} - \frac{V_3}{k} \frac{dp_3}{dt} = 0, \quad (6)$$

где  $A, B$  — постоянные гиперболической функции расхода;  $v_{\text{кр}}$  — критическая скорость движения воздуха в дросселе, м/с;  $\mu_1, \mu_2, \mu_3$  — коэффициенты расхода воздуха в трубопроводах соответственно спневмосопротивлениями  $r_1, r_2, r_3$ ;  $F_1, F_2, F_3$  — площадь проходных сечений рассматриваемых трубопроводов;  $p_1, p_2, p_3$  — давление соответственно в емкостях  $E_1, E_2, E_3$ ;  $V_1, V_2, V_3$  — объем соответственно емкостей  $E_1, E_2, E_3$ .

Для решения системы нелинейных дифференциальных уравнений (4) — (6) разработана программа, с использованием которой был проведен расчет на ЭВМ, позволивший выявить характер и динамику зависимости продолжительности срабатывания воздухораспределительного клапана от длины выводного участка привода и определить оптимальную длину трубопровода, связывающего разобщительный кран с тройником при разных диаметрах трубопровода. В качестве исходных данных в программу расчета вводились реальные значения давлений и геометрические параметры пневматического привода полуприцепа ОЗТП-9554. Расчет был выполнен для трубопроводов с внутренними диаметрами 6, 8, 10, 12 и 16 мм, так как большинство пневматических приводов тормозов прицепов выполнено из трубопроводов с такими диаметрами.

На рис. 3 приведена зависимость времени срабатывания воздухораспределительного клапана от длины выводного участка управляющей магистрали пневматического привода, которая позволяет определить, что максимальный эффект от отключения "паразитного объема" управляющей магистрали достигается при установке разобщительного крана за тройником и соединения их трубопроводом, длина которого не превышает 0,75 м. Поскольку в большинстве пневматических приводов тормозов автомобильных и тракторных прицепов применяются трубопроводы с внутренним диаметром 6...16 мм, длину трубопровода, связывающего разобщительный кран с тройником, рекомендуется выбирать в зависимости от его внутреннего диаметра: при диаметре 6...10 мм длина трубопровода не должна превышать 0,75 м; при 12...16 мм —

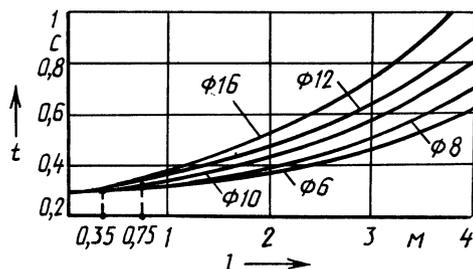


Рис. 3. Зависимость времени срабатывания воздухораспределительного клапана от длины выводного участка магистрали, образующего "паразитный объем"

0,35 м. Только при соблюдении этого условия достигается наибольший эффект от отключения "паразитного объема" выводного участка пневматического привода тормозов автомобильных и тракторных прицепов и обеспечивается удобный доступ водителя к управлению разобщительным краном.

Таким образом, отключение "паразитного объема" магистрали выводного участка пневматического привода тормозной системы прицепа, являющегося последним звеном поезда, может быть обеспечено без применения дополнительных пневмоаппаратов при помощи перестановки имеющегося в приводе разобщительного крана в зону, определенную по способу, изложенному выше.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. М е т л ю к Н.Ф., А в т у ш к о В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. — М., 1980. — С. 41, 44, 57, 89—100. 2. Р а с о л ь к о А.М. Исследование рабочих процессов пневматического привода к тормозам тракторного поезда // Автотракторостроение. — Минск, 1978. — Вып. 10. — С. 26—30.

УДК 629.114.2

А.И. СКУРТУЛ, А.П. СТЕЦКО

### ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ МОКРЫХ МУФТ СЦЕПЛЕНИЯ С НАКЛАДКАМИ ВЕДОМЫХ ДИСКОВ ИЗ РАЗЛИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Одним из перспективных путей повышения технического уровня и ресурса работы тракторных муфт сцепления (МС) является создание мокрых МС, характеризующихся высокой долговечностью даже в условиях длительных и частых пробуксовок [1]. Поэтому для решения задачи повышения долговечности узлов тракторов "Беларусь" до 10...12 тыс. моточасов были разработаны мокрые МС применительно к трактору класса 2 [2].

Испытания опытных образцов мокрых МС подтвердили принципиальную возможность их применения, позволили дать сравнительную оценку работы сухих и мокрых МС, а также выявить некоторые особенности последних (по отношению к сухим МС), которые необходимо учитывать при проектировании.

Как видно из рис. 1, динамика включения сухой и мокрой МС различна. В отличие от сухой МС, для которой характерно интенсивное нарастание момента трения до максимума, в мокрой МС большую часть времени буксования момент трения примерно в 2 раза меньше максимального, достигаемого на завершающем этапе буксования. В результате при одинаковом времени нарастания усилия сжатия дисков продолжительность буксования мокрой МС в 3...4 раза больше, чем сухой, несмотря на то что коэффициент запаса сухой МС [2, 5] меньше расчетного коэффициента запаса мокрой МС [3]. Замеры статического момента трения мокрой МС показали, что он близок к расчетному.

Отмеченная выше особенность процесса буксования мокрой МС обусловлена существенным изменением коэффициента трения фрикционных пар муфты и присуща МС с накладками ведомых дисков из порошковых материалов. Так, зависимости изменения коэффициента трения от относительной скорости