

Результаты исследований экспериментальной подвески (кривая 4), содержащей основную пружину ( $2C_p = 160 \text{ кН/м}$ ) и полый резиновый буфер, говорят о том, что данная подвеска снижает величину вертикальных ускорений в диапазоне скоростей движения от 2,5 до 10 м/с в 1,8 – 2 раза.

Подвеска с упругими элементами, жесткость основной пружины которых значительно отличалась от установленного оптимального значения ( $2C_p = 150 \text{ кН/м}$  и  $2C_p = 300 \text{ кН/м}$ ), показала худшие результаты (кривые 2, 3) по снижению вертикальных ускорений в сравнении с подвеской, у которой жесткость основной пружины равна  $2C_p = 160 \text{ кН/м}$ .

Итак, на основании исследований по определению оптимальных параметров подвески передних колес трактора МТЗ-80 можно сделать следующие выводы: наилучшие результаты по снижению вертикальных ускорений подрессоренной массы переднего моста дает подвеска с нелинейной характеристикой упругих элементов, при этом оптимальная жесткость упругих элементов находится в пределах  $2C_p = 190 - 240 \text{ кН/м}$ , а коэффициент динамичности  $k_D$  при полном прогибе подвески, равном 70 мм, должен находиться в пределах 2,5 – 3.

#### Л и т е р а т у р а

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. М., 1972. 2. Исследование влияния параметров подвески переднего моста колесного трактора кл. 1,4 тс на плавность хода и разработка рекомендаций по улучшению плавности хода. Деп. № Б418717. Минск, 1975.

А.М. Расолько, П.А. Стецко

### ИССЛЕДОВАНИЕ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА БЛОКИРОВКИ ДИФФЕРЕНЦИАЛА ТРАКТОРА

Применение блокировки дифференциала (БД) заднего моста – один из способов повышения тяговых качеств колесных тракторов. На эффективность ее использования существенно влияет привод, от быстродействия которого зависит характер перераспределения крутящих моментов на ведущих колесах трактора.

Для того чтобы моменты были положительными, необходимо [1]:

$$\tau_{\text{бл}} = \frac{\sum t_{\text{бл}}}{t_{\text{м}}} \leq 0,2, \quad (1)$$

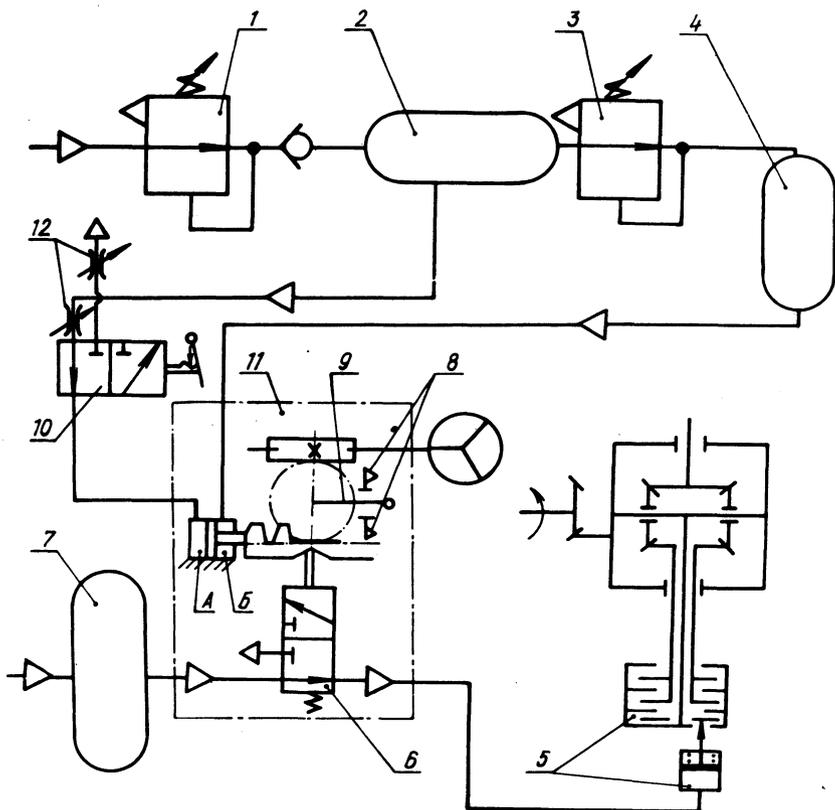


Рис. 1. Схема стенда для испытания пневматического привода БД:

1, 3 — стабилизаторы давления; 2, 4, 7 — ресиверы; 5 — муфта блокировки; 6 — датчик блокирования; 8 — подвижные упоры; 9 — сошка рулевого механизма; 10 — разобщительный кран; 11 — рулевой механизм; 12 — регулируемые дроссели.

где  $\tau_{\text{бл}}$  — коэффициент времени блокирования;  $\Sigma t_{\text{бл}}$  — время, в течение которого дифференциал при выполнении маневра заблокирован;  $t_M$  — время маневра.

Установленный на тракторах МТЗ-80/82 гидравлический привод БД, как показали испытания и эксплуатация, имеет ряд недостатков: 1) повышенная чувствительность привода к изменению температуры окружающей среды и как следствие: увеличение угла блокирования и времени срабатывания; 2) затраты мощности двигателя трактора на редуцирование масла.

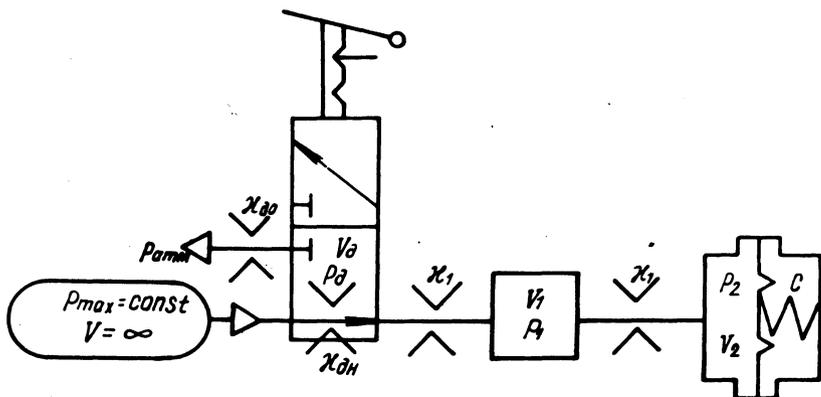


Рис. 2. Динамическая схема пневматического привода БД.

Для того чтобы устранить вышеуказанные недостатки привода БД трактора МТЗ-80/82, предлагается заменить гидравлический привод пневматическим. Замена масла воздухом объясняется в первую очередь физическими свойствами воздуха как рабочего тела. При изменении температуры они изменяются мало, благодаря чему характеристики привода, работающего на воздухе, остаются в широком диапазоне температур более стабильными [2, 3].

Замена гидравлического привода БД пневматическим позволила не вносить существенных изменений в его конструкцию (рис. 1). Питаящая часть привода, включающая компрессор, регулятор давления, ресивер 7 является общей с уже имеющимся на тракторе пневматическим приводом тормозов прицепов. Муфта 5 блокировки не требует внесения изменений. Оригинальным узлом является датчик 6 блокирования релейного типа.

Первоначально предлагаемый пневматический привод БД исследовался теоретически. Перед теоретическими исследованиями ставились цели: 1) разработать методику расчета времени срабатывания пневматического привода БД; 2) качественно проанализировать привод, т.е. выяснить, какие параметры привода и как влияют на его быстрдействие, изменится ли оно в процессе эксплуатации; 3) определить диаметр трубопровода от датчика к муфте, удовлетворяющий требованиям максимального быстрдействия.

Составлена динамическая схема (рис. 2) пневматического привода БД и его математическая модель со следующими до-

пушениями: 1) давление и объем ресивера во время переходного процесса не изменяются; 2) силы инерции и трения в муфте малы по сравнению с силами давления воздуха.

Так как  $0,06 \leq V_2/V_1 \leq 4,5$ , то трубопровод от датчика до муфты эквивалентен емкости, равной внутреннему объему  $V_1$  трубопровода [5]. Система дифференциальных уравнений, описывающая динамику пневматического привода БД и составленная на основе закона узлов [4], имеет вид:

для включения

$$\frac{dp_d}{dt} = \frac{\partial \epsilon_{дн}}{V_d} (\alpha p_{\max} - p_d) - \frac{\partial \epsilon_1}{V_d} (\alpha_1 p_d - p_1); \quad (2)$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\partial \epsilon_1}{V_1} (\alpha_1 p_d - p_1) - \frac{\partial \epsilon_1}{V_1} (\alpha_2 p_1 - p_2); \quad (3)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{\partial \epsilon_1 (\alpha_2 p_1 - p_2)}{F^2 \frac{a}{c} (2p_2 - p_H) + V_0} \quad \text{при} \quad 1 \leq p_2 \leq p_{\text{пр}}; \quad (4)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \partial \epsilon_1 (\alpha_2 p_1 - p_2) / V_2 \quad \text{при} \quad p_{\text{пр}} \leq p_2 \leq 8; \quad (5)$$

для выключения

$$\frac{dp_d}{dt} = \frac{\partial \epsilon_1 (\alpha_1 p_1 - p_d)}{V_d} - \frac{\partial \epsilon_{д0}}{V_d} (\alpha p_d - p_{\text{атм}}); \quad (6)$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\partial \epsilon_1 (\alpha_2 p_2 - p_1)}{V_1} - \frac{\partial \epsilon_1}{V_1} (\alpha_1 p_1 - p_d); \quad (7)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = - \partial \epsilon_1 (\alpha_2 p_2 - p_1) / V_2 \quad \text{при} \quad p_{\text{пр}} \leq p_2 \leq 8; \quad (8)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = - \frac{\partial \epsilon_1 (\alpha_2 p_2 - p_1)}{F^2 \frac{a}{c} (2p_2 - p_H) + V_0} \quad \text{при} \quad 1 \leq p_2 < p_{\text{пр}}; \quad (9)$$

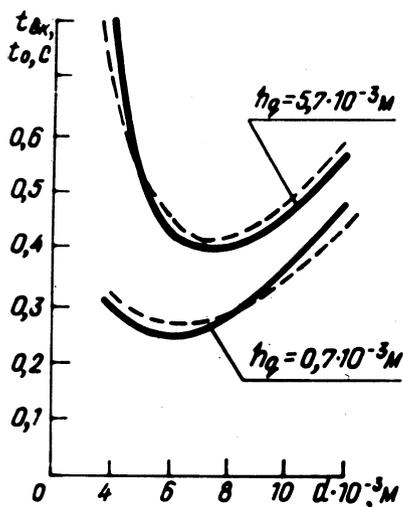


Рис. 3. Теоретическая зависимость времени срабатывания пневматического привода БД от внутреннего диаметра трубопровода: —  $t_o = f(d)$ ;  
 - - -  $t_{вк} = f(d)$ .

где  $V$  — объем управляющей полости датчика блокирования;  $V_2$  — объем муфты;  $V_o$  — начальный объем муфты;  $F_a$  — активная площадь диафрагмы муфты;  $C$  — жесткость возвратных пружин муфты;  $p_{атм}$ ,  $p_d$ ,  $p_1$ ,  $p_2$  — давления сжатого воздуха;  $p_H$  — давление сжатого воздуха, соответствующее предварительному натяжению возвратных пружин;  $\alpha$ ,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  — аппроксимирующие коэффициенты;  $\varepsilon_{дн}$ ,  $\varepsilon_{до}$ ,  $\varepsilon_1$  — удельные проницаемости.

Вышеприведенные системы уравнений были решены численным методом интегрирования с помощью ЭЦВМ, причем расчет велся по участкам. На участке преодоления сопротивления возвратных пружин ( $1 \leq p_2 < p_{пр}$ ) рассматривали муфту как переменную емкость, а при достижении в ней давления воздуха, равного  $p_{пр} \leq p_2 \leq 8$ , — как постоянную.

Из решения уравнений (2) — (5) определили время включения  $t_{вк}$  БД, соответствующее достижению  $p_2 = 0,9 p_{max}$ , а из уравнений (6) — (9) — время опораживания  $t_o$ , соответствующее достижению в муфте давления воздуха  $p_2 = 0,213 p_{max}$ .

Время выключения привода БД равно

$$t_{вык} = \gamma_{бл} / \omega + t_o, \quad (10)$$

где  $\gamma_{\text{бл}}$  - угол блокирования;  $\omega$  - угловая скорость поворота управляемых колес.

Расчеты показывают, что с уменьшением  $\gamma_{\text{бл}}$  и увеличением проходимостей датчика блокирования существенно улучшается быстродействие привода. Диаметр трубопровода от датчика к муфте необходимо выбирать с учетом износа дисков муфты блокировки, имеющего место в эксплуатации. Анализ полученных зависимостей (рис.3) времени  $t_{\text{о}}$ ,  $t_{\text{вк}}$  от внутреннего диаметра трубопровода показывает, что за счет правильного выбора диаметра трубопровода можно при минимальных затратах значительно уменьшить разницу в быстродействии привода при изношенных и неизношенных дисках муфты блокировки.

С целью проверки правильности предложенной методики расчета, определения проходимостей опытного датчика блокирования, снятия статических характеристик муфты и датчика проведены экспериментальные исследования пневматического привода БД.

Выполнить задачи, поставленные перед экспериментальными исследованиями непосредственно на тракторе, сложно из-за трудностей обеспечить неоднократное повторение различных режимов поворота рулевого механизма, а также определить проходимость датчика блокирования и имитировать износ дисков муфты блокировки. Поэтому сконструирован стенд, удовлетворяющий следующим требованиям:

1) имитирует расположение и работу пневматического привода БД трактора МТЗ-80/82; 2) содержит устройство, обеспечивающее неоднократное повторение различных режимов (темпов) поворота рулевого механизма; 3) обеспечивает различный ход нажимного диска муфты блокировки, т.е. позволяет имитировать износ нажимного и фрикционных дисков.

Поворот рулевого механизма осуществлялся специальным устройством (рис. 1).

В полости Б цилиндра рулевого механизма 11 давление поддерживалось постоянным, а в полости А оно менялось, т.е. эта полость являлась управляющей. Управление осуществлялось разобщительным краном 10 с регулируемыми дросселями 12. Давление сжатого воздуха в ресиверах 2, 4 устанавливалось стабилизаторами 1, 3 так, что в ресивере 2 оно было больше, чем в ресивере 4. В устройстве предусмотрены регулируемые упоры 8, ограничивающие угол поворота сошки 9.

В результате исследований установлено:

1) приведенные уравнения (2) - (10) с достаточной точностью (6%) описывают рабочие процессы в пневматическом приводе БД. Кроме того, предложенная методика расчета позволяет на стадии проектирования оценить характер перераспределения крутящих моментов на ведущих колесах трактора при выполнении маневров;

2) датчик блокирования имеет статическую характеристику релейного типа с диапазоном регулирования давления 0,83 - 0,1 МПа и одновременным изменением угла блокирования;

3)  $\varepsilon = 1,75 \varepsilon_{\text{дн}}$ , в результате чего при ходе чажмного диска  $h_{\text{д}}^{\text{до}} = 0,7 \cdot 10^{-3}$  м и при внутреннем диаметре трубопровода  $d = 8,6 \cdot 10^{-3}$  м быстродействие привода составило  $t_{\text{вк}} = t_{\text{о}} = 0,31$  с,  $t_{\text{вык}} = 0,91$  с ( $\omega = 0,32$  рад/с).

### Л и т е р а т у р а

1. Скойбеда А.Т. Об оценочном критерии параметров системы автоматического блокирования межколесных дифференциалов трактора. - В сб.: Автотракторостроение. Минск, 1976, вып. 8. 2. Богачева А.В. Пневматические элементы систем автоматического управления. М., 1966. 3. Любушкин В.В., Розанов В.Г. Расчет пневматического привода к тормозам автомобилей и автопоездов. - "Труды НАТИ", 1960, вып. 20. 4. Метлюк Н.Ф. Динамика и методы улучшения переходных характеристик тормозных приводов автомобилей и автопоездов. Докт. дис. Минск, 1973. 5. Метлюк Н.Ф., Автушко В. П., Ануфриенко А.В. Динамические свойства ТЕ - звена с постоянной емкостью. - В сб.: Автотракторостроение. Минск, 1975, вып. 7.

В.В. Гуськов, Г.А. Молош, А.Л. Хилько

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ АГРЕГАТИРУЕМЫХ МАШИН НА ПЛАВНОСТЬ ХОДА КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ КЛАССА 6 - 14 кН

Удельный вес транспортных операций в общем объеме работ, выполняемых современными сельскохозяйственными универсально-пропашными колесными тракторами, достигает 55%, а средняя скорость движения находится в интервале 5,5 - 7,0 м/с [1], т.е. большую часть времени трактор работает на повы-