

статочные для гарантированного предотвращения столкновения трамвая и для безусловного обеспечения безопасности пассажиров.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, очерчена концепция и изложены результаты изысканий в области разработки комплекса задач, структуры и алгоритмов работы системы предотвращения столкновения беспилотного трамвая на основе ситуационного автоматического управления.

Представлено 30.04.2021

УДК 629.114

К ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ РАЗГРУЗОЧНОГО УСТРОЙСТВА РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ПИТАЮЩЕЙ ЧАСТИ

MATHEMATICAL MODEL OF THE FEEDING PART ELECTROPNEUMATIC BRAKE DRIVE

А. С. Поварехо, канд. техн. наук, доц.,

А. И. Рахлей, канд. техн. наук, доц.,

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

A. Pavarekha, PhD in Engineering, Associate Professor,

A. Rakhley, PhD in Engineering, Associate Professor,

Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В работе рассматриваются вопросы, связанные с определением параметров разгрузочного устройства регулятора давления пневматической системы. Для решения данной задачи составлена расчетная схема данного узла и разработана математическая модель, описывающая процессы его функционирования.

The paper considers the issues related to the determination of the parameters of the discharge device of the pressure regulator of the pneumatic system. To solve this problem, a calculation scheme of this node has been compiled and a mathematical model describing the processes of its functioning has been developed.

Ключевые слова: регулятор давления, пневмосистема, конструктивные параметры, разгрузочное устройство.

Key words: pressure regulator, pneumatic system, design parameters, unloading device.

ВВЕДЕНИЕ

Качество функционирования пневматических систем в большой степени зависит от качества рабочего агента – сжатого воздуха. Современные системы подготовки сжатого воздуха мобильных машин решают многие задачи, основными из которых являются: очистка забираемого из атмосферы воздуха от пыли, его осушка, удаление масла, поддержание уровня давления в ресиверах в определенных пределах. Последняя функция является наиболее важной, так от уровня давления зависит корректная работа и долговечность различных узлов пневматических систем машины и выполняется регулятором давления. Основным элементом, обеспечивающим поддержание давления в заданных пределах, является разгрузочное устройство регулятора давления. Поэтому вопросы, связанные с определением параметров разгрузочного устройства регулятора давления пневматической системы, являются весьма актуальными.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Существует достаточно большое количество конструкций регуляторов давлений, которые представляют собой систему клапанов, осуществляющих подключение и отключение компрессора от ресиверов, в которых создается запас сжатого воздуха. Конструкция регулятора давления во многом определяется компрессором, установленным на машине и его приводом: количество цилиндров; тип привода (от электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания), при непосредственной связи регулятора с двигателем или через устройство автоматического отключения привода.

В пневмосистемах с одноцилиндровым компрессором, имеющим постоянную связь с ДВС регулятор давления в процессе накачки воздуха обеспечивается связь компрессора с ресиверами, а в процессе разгрузки компрессор – с атмосферой. Такие регуляторы давления, в частности, устанавливаются на тракторах «Беларус». Диа-

пазон и точность регулирования давления в исследуемом узле зависит от конструктивных параметров разгрузочного устройства, которое должно обеспечить отсечку поступления воздуха в ресиверы при достижении верхнего предела регулирования давления, что обеспечивается близкой к релейной характеристикой разгрузочного устройства.

Для оценки динамических процессов, происходящих при разгрузке компрессора, рассмотрена конструктивная схема регулятора давления, которая представлена на рисунке 1.

При накачке воздуха в ресивер он поступает в полость А и далее через обратный клапан 10 и полость В в ресивер. Атмосферный клапан 1 открыт и полость D разгрузочного устройства связана с полостью Е и атмосферой, в результате чего разгрузочный клапан 4 закрыт. Закрыт также клапан 2 управления разгрузочным устройством. Одновременно через дросселирующее отверстие 5 воздух поступает в полость С следящего устройства 8, которое, сжимая регулировочную пружину 7 перемещается вверх.

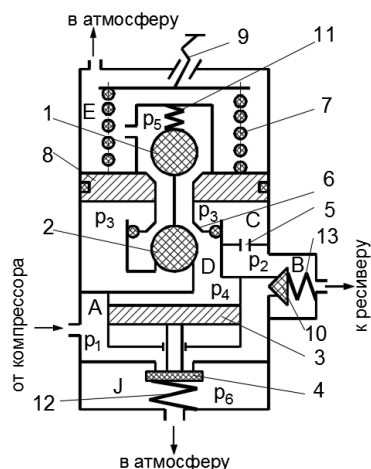


Рисунок 1 – Схема регулятора давления

При перемещении следящего элемента 8 на величину открытия клапана 1, последний закрывается, отсоединяя полость D от атмосферы. При дальнейшем перемещении следящего элемента происходит открытие клапана 2. Сжатый воздух поступает в полость D разгрузочного устройства, в результате чего поршень 3, перемещаясь, открывает разгрузочный клапан и входная полость А регулятора соединяется с полостью J и атмосферой. В результате этого давление в полости А падает, обратный клапан 10 закрывается и компрессор перекачивает воздух в атмосферу.

Для обеспечения гарантированного закрытия клапана 10 падение давления в полости А должно опережать падение давления в полости В, которое происходит за счет его перетекания через открывающийся

клапан 2 в полость D. Для этого необходимо быстрое и полное открытие разгрузочного клапана 4, что обеспечивается интенсивным ростом давления в полости D разгрузочного устройства за счет быстрого открытия клапана 2 (закон, близкий к релейному). Как следует из конструктивной схемы, скорость открытия разгрузочного клапана 4 зависит от скорости открытия клапана 2 и его пропускной способности. Для этого в разгрузочном устройстве установлен дополнительный поршень 6, связанный со следящим элементом 8 и создающий дополнительное усилие, способствующее быстрому открытию управляющего клапана 2.

В противном случае будет происходить падение давления в полости В и С за счет открытого обратного клапана, приведет к циклическому срабатыванию клапанов разгрузочного устройства, что приведет к увеличению нагрузки на компрессор и быстрому выходу из строя клапанной системы.

Из изложенного следует, что надежное срабатывание регулятора давления на верхнем пределе регулирования зависит от ряда конструктивных параметров: пропускных способностей клапанов 2, 4, дроссельного отверстия 5 и размеров элементов 3, 6, 8.

Для определения конструктивных параметров разгрузочного устройства составим математическую модель, особенностью которой будет учет переменных значений пропускных способностей клапанов и инерционных характеристик связанных с ними элементов.

Полученная математическая модель, разработанная согласно положениям работы [1], имеет вид

$$\begin{aligned} \frac{dp_1}{dt} &= -\frac{E}{V_A} \cdot \left(\mu f_{\kappa} \cdot p_{\kappa} \cdot \frac{p_{\kappa} - p_1}{B \cdot p_{\kappa} - p_1} - \mu f_{10} \cdot p_1 \cdot \frac{p_1 - p_2}{B \cdot p_1 - p_2} - \mu f_4 \cdot p_1 \cdot \frac{p_1 - p_6}{B \cdot p_1 - p_6} \right); \\ \frac{dp_2}{dt} &= \frac{E}{V_B} \cdot \left(\mu f_{10} \cdot p_1 \cdot \frac{p_1 - p_2}{B \cdot p_1 - p_2} - \mu f_p \cdot p_2 \cdot \frac{p_2 - p_p}{B \cdot p_2 - p_p} - \mu f_5 \cdot p_2 \cdot \frac{p_2 - p_3}{B \cdot p_2 - p_3} \right); \\ \frac{dp_3}{dt} &= \frac{E}{V_C} \cdot \left(\mu f_5 \cdot p_2 \cdot \frac{p_2 - p_3}{B \cdot p_2 - p_3} - \mu f_2 \cdot p_3 \cdot \frac{p_3 - p_4}{B \cdot p_3 - p_4} \right); \\ \frac{dp_4}{dt} &= \frac{E}{V_C} \cdot \mu f_2 \cdot p_3 \cdot \frac{p_3 - p_4}{B \cdot p_3 - p_4}, \end{aligned}$$

где p_i – давление в полостях регулятора; μf_k – пропускная способность связи компрессора со входом регулятора; μf_p – пропускная способность связи регулятора с ресивером; μf_i – пропускная способность клапанных узлов; V_i – объемы полостей регулятора давления; E, B – константы.

Для анализа динамических характеристик системы необходимо учесть переменные значения пропускной способности клапанных узлов, которые зависят от их размеров и степени открытия.

$$\mu f_{10} = \mu_{10} \cdot \pi \cdot d_{10} \cdot \Delta_{10}; \quad \mu f_2 = \mu_2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \Delta_2; \quad \mu f_4 = \mu_4 \cdot \pi \cdot d_4 \cdot \Delta_4,$$

где μ_i – коэффициенты расхода клапанных узлов, зависящие от формы и размеров клапана; d_i – посадочные диаметры клапанов; Δ_i – величина открытия (ход) клапана, i – номер позиции на рисунке 1.

Величины открытия клапанов определяются из решения дифференциальных уравнений их перемещений под действием сил, создаваемых давлением воздуха и пружинами:

$$\begin{aligned} m_{10} \cdot \ddot{\Delta}_{10} &= (p_1 - p_2) \cdot \pi \cdot d_{10}^2 / 4 - c_{13} \cdot \Delta_{10}, \\ (m_{1(2)} + m_5 + m_8) \cdot \ddot{\Delta}_2 &= p_3 \cdot (f_8 + \pi \cdot d_2^2 / 4) + p_4 \cdot f_6 - (F_7 + c_7 \cdot \Delta_8) - (F_{11} + c_{11} \cdot \Delta_2) \\ (m_4 + m_3) \cdot \ddot{\Delta}_4 &= p_1 \cdot \pi \cdot d_4^2 / 4 + p_4 \cdot f_3 - (F_{12} + c_{12} \cdot \Delta_4) \end{aligned}$$

где m_i – массы элементов; c_i, F_i – жесткость и преднатяг пружин соответственно, i – номер позиции на рисунке 1.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенная апробация предложенной математической модели показала, что в отличие от известных [2, 3] она позволяет учесть массогеометрические характеристики регулятора давления и тем самым более точно определить параметры клапанных узлов и следящих элементов, обеспечивающие требуемую надежность срабатывания регулятора давления и точность регулирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Метлюк, Н. Ф., Автушко, В. П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М. : Машиностроение, 1980. – 231 с.

2. Барташевич, Л. В. Исследование питающей части пневмосистемы трактора класса 14 кН : дисс. канд. техн. наук : 05.05.03. – Минск, 1979. – 206 с.

3. Козача, И. М. Обеспечение стабильности характеристик и повышение ресурса пневмоаппаратов питающей части пневмосистемы трактора : дисс. канд. техн. наук в форме научного доклада : 05.05.03 / Белорус. политехн. ин-т. – Минск, 1989. – 21 с.

Представлено 03.04.2021