

указанные параметры для обеспечения хороших ходовых качеств и длительной безаварийной работы подвижного состава.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. М., Наука, 1991, 240 с.
2. Ефремов И.С., Гушо-Малков Б.П. Теория и расчет механического оборудования подвижного состава городского электрического транспорта. М., Стройиздат, 1990, 480 с.
3. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. С-Пб., Лань, 2009, 736 с.

УДК 621.658.011.541.011.56

Еренчинов Данияр Кагазбекович – к.т.н. (Алматы, АО «ДАСУ»)

**ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА ВОЗДУХА ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПОЛУАВТОМАТА Д7**

Актуальность разработки нового способа чистовой обработки пробок шаровых кранов обусловлена низкой производительностью существующих методов [1]. Технология нового способа финишной обработки пробок шаровых кранов реализована на станке-полуавтомате Д7. Сферические пробки со сквозными отверстиями, пазами под шпindel, обкатываются между двумя дисками. На нижнем неподвижном диске равномерно расположены пробки. Верхний вращающийся диск самоустанавливается и прижимается к пробкам пневмосистемой. В связи с важностью пневмосистемы как основного элемента станка-полуавтомата проведены работы по исследованию пневмопривода.

Целью данной работы является исследование характеристик регулятора расхода воздуха.

Пневмосистема собирается из стандартной пневмоаппаратуры, за исключением регулятора расхода, который конструируется после определения рациональных размеров и параметров на основании результатов динамических исследований.

Расчетная схема регулятора расхода воздуха представлена на рисунке 1.

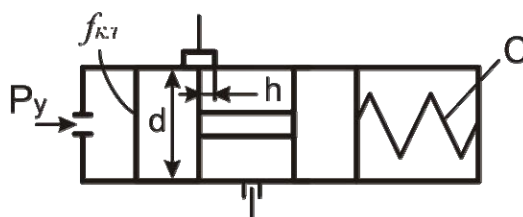


Рисунок 1. Расчетная схема регулятора расхода воздуха

При выводе математической модели регулятора расхода воздуха учитываем: инерционные силы, вязкое трение, составляющую пневмоцилиндрической силы и усилие пружины.

Тогда дифференцируемое уравнение движения клапана регулятора расхода воздуха, составленное на основании принципа Д’Аламбера, имеет вид:

$$m \frac{d^2 h}{dt^2} + \mathcal{G} \frac{dh}{dt} + (K_r + C)h = P_y f_{к.т}, \quad (1)$$

где  $m$  – масса клапана;  $K_r$  – коэффициент пропорциональности пневмодинамической силы;  $\mathcal{G}$  – коэффициент вязкого трения, зависящий, в основном, от сорта масла;  $P_y$  – давление, действующее на торец клапана.

Значение  $P_y$  можно также рассчитать по формулам:

$$P_y = \frac{0,785P_p D^2 - R - R_{mp}}{0,785D^2},$$

где  $P_p$  – величина увеличения давления воздуха в пневмоцилиндре, при изменении внешней нагрузки  $R$ ;  $D$  – диаметр пневмоцилиндра.

$$P_p = \frac{4(R_{mp} + R)}{\pi D^2}.$$

Вводим обозначения:

$$T_2 = \sqrt{\frac{m}{K_r + C}}; \quad \xi_2 = \frac{\gamma}{2\sqrt{m(K_r + C)}}; \quad K_2 = \frac{f_{кл}}{K_r + C}.$$

Тогда уравнение (1) примет вид:

$$T_2^2 \frac{d^2 h}{dt^2} + 2T_2 \xi_2 \frac{dh}{dt} + h = P_y K_2, \quad (2)$$

Характеристическое уравнение (2) будет

$$T_2^2 K_2 + 2T_2 \xi_2 + 1 = 0.$$

Его корни  $K_{1,2} = -\frac{\xi_2}{T_2} \pm \sqrt{\xi_2^2 - 1}$ .

Для случая  $\xi_2^2 < 1$ ;  $K_{1,2} = -\frac{\xi_2}{T_2} \pm j\omega$ ;  $\omega = \frac{1}{T_2} \sqrt{1 - \xi_2^2}$ .

Решением уравнения (2) при таких значениях корней и начальных условиях:

$t = 0$ ;  $h = 0$ ;  $\frac{dh}{dt} = 0$ , будет

$$h = e^{-\frac{\xi_2 t}{T_2}} (C \cos \omega t + C_2 \sin \omega t) + P_y K_2,$$

где  $C = -P_y K_2$ ;  $C_2 = -\frac{\xi_2 P_y K_2}{T_2 \omega}$ .

Следовательно,

$$h = P_y K_2 \left[ 1 - e^{-\frac{\xi_2 t}{T_2}} \left( \cos \omega t + \frac{\xi_2}{T_2 \omega} \sin \omega t \right) \right]. \quad (3)$$

График величины открытия рабочей щели регулятора расхода воздуха при изменении давления в пневмоцилиндрах показан на рисунок 2.

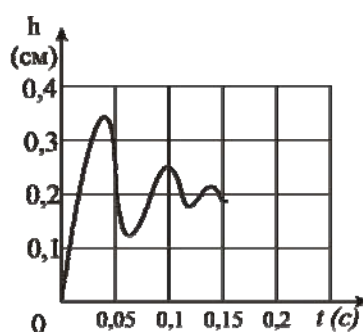


Рисунок 2. График переходного процесса регулятора воздуха

Определение коэффициентов относительного демпфирования  $\xi_2$  и постоянного времени  $T_2$  регулятора расхода произведены с точки зрения наименьшей длительности переходного процесса.

Переходной процесс в регуляторе расхода определяется по формуле (2) при  $K_2 = 1$  для различных значений  $\xi_2$  и  $T_2$  [2].

Длительности переходного процесса определены с помощью компьютера.

По этим данным построены графики (рисунок 3), выражающие зависимость переходного процесса  $t_n$  от  $\xi_2$  и  $T_2$ .

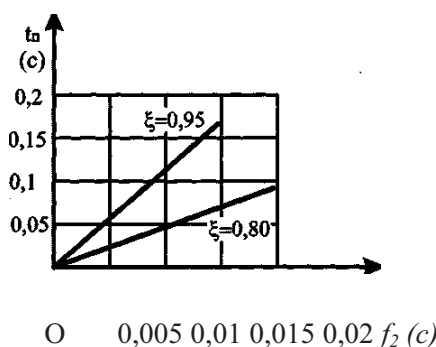


Рисунок 3. График зависимости времени переходного процесса от  $T_2$  при различных  $\xi_2$

Как видно из графиков, наименьшее время срабатывания регулятора расхода равно 0,02 с при  $T_2 = 0,001$ с и  $\xi_2 = 0,8$ . Следовательно, необходимо подобрать параметры  $m$ ,  $K_2$  и  $C$ , входящие для вычисления  $T_2$  таким образом, чтобы его значение было бы 0,001 с.

Определим рациональное значение  $\xi_2$ . Для этого построим переходный процесс для регулятора расхода при  $T_2 = 0,001$ с и различных значениях  $\xi_2$ . Графики представлены на рисунках 4-7.

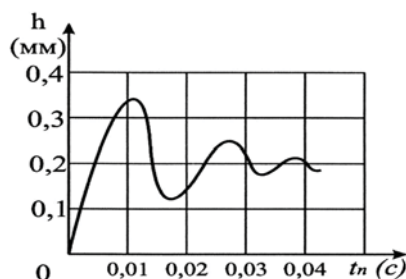


Рисунок 4. График  $h(t) = f(T_2, \xi_2)$  при  $\xi_2 = 0,1$ .

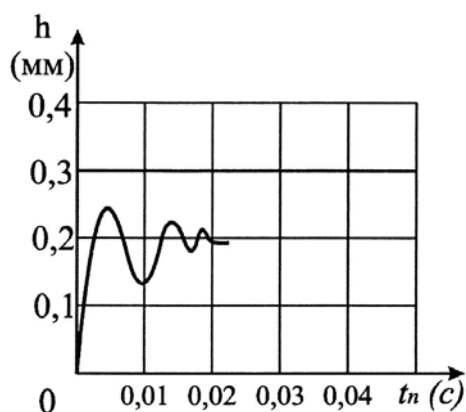


Рисунок 5. График  $h(t) = f(T_2, \xi_2)$  при  $\xi_2 = 0,3$ .

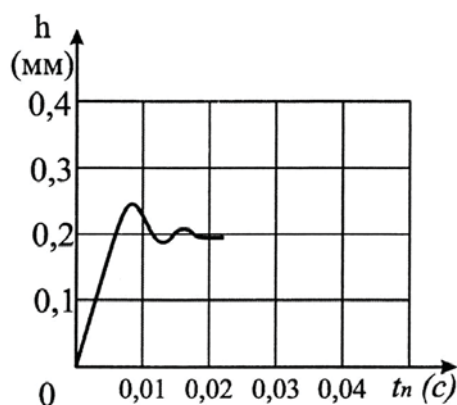


Рисунок 6. График  $h(t) = f(T_2, \xi_2)$  при  $\xi_2 = 0,7$ .

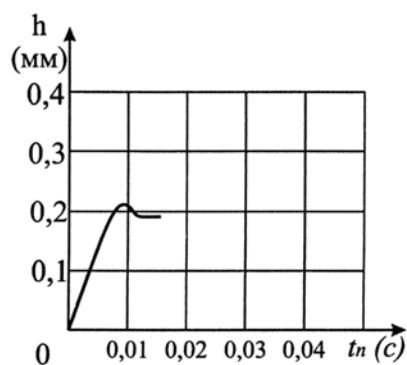


Рисунок 7. График  $h(t) = f(T_2, \xi_2)$  при  $\xi_2 = 0,9$ .

Как показывают графики, для обеспечения монотонности переходного процесса и наименьшей продолжительности, необходимо подобрать параметры регулятора расхода таким образом, чтобы  $\xi_2 \rightarrow 1$  и при этом значение  $T_2$  по возможности наименьшим.

Расчет коэффициента жесткости пружины и массы производится при выше вычисленных значениях  $T_2$ ,  $\xi_2$ ,  $m$ , т.е.

$$\sqrt{\frac{m}{k_r + c}} = 0,001$$

### **Выводы**

Приведены результаты исследования параметров регулятора расхода воздуха с использованием компьютера и соответствующие графики переходного процесса и качества регулирования.

### **ЛИТЕРАТУРА**

1. Еренчинов Д.К., Зимин В.В. Обоснование параметров чистой обработки пробок шаровых кранов методом обкатывания // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2007. №3
2. Попов Е.П. Динамика систем автоматического регулирования. М: Наука, 2002,-240с.

### **УДК 625.12**

**Копенов Бахтияр Темербекович – к.т.н., и.о.доцента (Алматы, КазАТК)**

### **УВЕЛИЧЕНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНОЙ ТЕХНИКИ**

Большая часть автолюбителей, несмотря на то, что каждый из нас желал бы делать это как можно реже, периодически пользуется услугами автосервисов. Все уже привыкли, как к развитой сети автосервисов и широкому спектру услуг, так и к возможности выбрать стоимость ремонта или технического обслуживания. А вот предприятий по техническому сервису строительной-дорожной и другой самоходной техники практически нет. Почему? Ответ прост: в последние годы сервис этой техники не получил развития и организационно находится на весьма низком уровне. Основными причинами такого положения являются малое количество подобной техники по отношению к легковым автомобилям и слабое экономическое состояние предприятий, эксплуатирующих эту технику. Хотя она, в отличие от легковой машины, участвует в производственном процессе, а значит, приносит прибыль. Быстрее и качественнее строит тот, чья техника работает эффективнее. Около 20% нашего парка землеройной техники составляют импортные машины, остальные 80% – стран СНГ. Как же обеспечивается работоспособность этих машин?

Раньше существовала директивно принятая плано-предупредительная система ремонта и развитая ремонтная промышленность, выполняющая задачу поддержания работоспособности отечественной техники, отличительными особенностями которой были и остаются низкая стоимость и, вследствие этого, невысокий уровень надежности. Поэтому, и технические решения, и технологическое исполнение машин отечественного производства находятся на уровне 70-х годов прошлого века. Хотя в этом есть свои плюсы: на машинах производства СНГ собственными силами и подручными средствами можно устранить практически любую неисправность, чего нельзя сказать об импортной технике, которая по своим конструктивным и эксплуатационным параметрам и новым инженерным находкам вызывает восхищение, но при ремонте требует сложного диагностического оборудования и инструмента.

Как показывают выборки, срок эксплуатации и суммарная наработка значительной части машин превысили нормативные значения. Эксплуатация техники с наработкой, превышающей установленный ресурс, как правило, экономически нецелесообразна в связи с простоями машин в ремонте, которые, в свою очередь, срывают график работы и приводят к нарушению сроков завершения объекта [1]. Снижается безопасность эксплуатации, и чаще возникают отказы и аварийные ситуации. В результате возможны человеческие травмы и возникновение вторичных дефектов, которые усложняют ремонт