

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА К ТОРМОЗАМ ПРИЦЕПА ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА НА БАЗЕ ТРАКТОРА КЛАССА

0,9—1,4 тс

Эффективность пневматического привода к тормозам во многом определяется стабильностью давления сжатого воздуха в ресиверах. Для обеспечения надежного регулирования давления в пневматических приводах применяются регуляторы давления. Регулятор давления должен обеспечивать изменение давления сжатого воздуха в ресивере в пределах 6,7—7,3 кгс/см².

Для непрерывного прохождения воздуха через питающую часть тормозной системы (неволновое изотермическое течение) производительность компрессора может быть выражена [1]:

$$V_k = \frac{1}{\nu_{\Pi} (1 - \nu_{\Pi})} \frac{z_{\text{рег}}}{60} \frac{T_0}{T_p} V_p \Delta p, \quad (1)$$

где Δp — предел регулирования; $z_{\text{рег}}$ — частота регулирования; ν_{Π} — относительное время подачи; T_0 — абсолютная температура воздуха на впуске в компрессор; T_p — абсолютная температура в ресивере; V_p — суммарный объем ресивера, л.

Из формулы (1) следует, что пределы регулирования влияют на работу компрессора: а) с увеличением их производительность компрессора возрастает или должно увеличиваться время работы компрессора над нагрузкой; б) уменьшение их вызывает увеличение частоты включения компрессора.

Увеличение этих пределов, от стабильности которых зависит стабильность максимальных тормозных моментов на колесах прицепов, может вызвать самопроизвольное подтормаживание прицепов.

В связи с вышесказанным проведены лабораторные исследования регулятора давления [2] (рис. 1) с целью выявления факторов, влияющих на стабильность пределов регулирования давления воздуха в ресивере пневматического привода.

Параметры исследовались при длительной работе регулятора в объеме 80000 циклов. За цикл регулятора принималась его

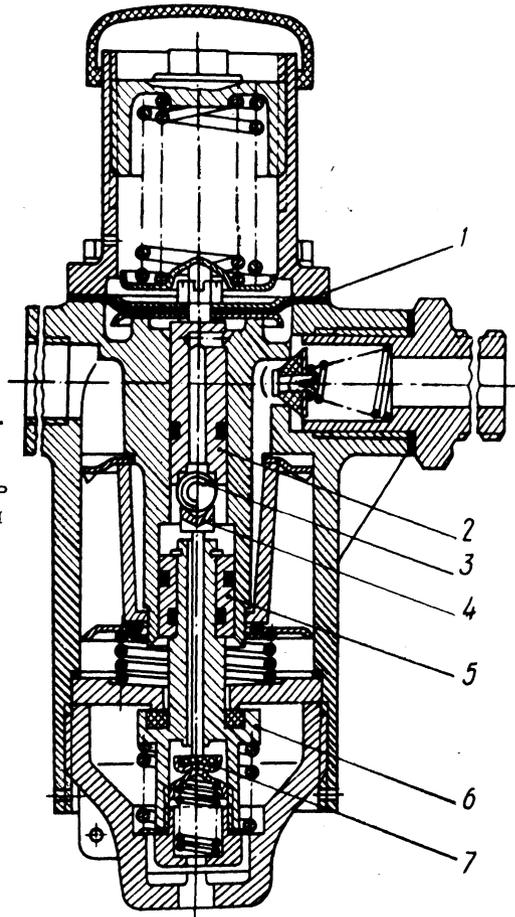


Рис. 1. Регулятор давления:

1—диафрагма; 2—поршень диафрагмы; 3—шариковый клапан; 4—шток; 5—поршень разгрузочного клапана; 6—разгрузочный клапан; 7—атмосферный клапан регулятора.

работа между двумя очередными срабатываниями на верхнем или нижнем пределе регулирования.

В лабораторных условиях регулятор испытывался в режиме учащенных нагрузок, для достижения которых, как следует из формулы [1],

$$z_{\text{рег}} = (1 - \nu_{\text{п}}) \frac{60}{V_{\text{р}}} \frac{G_{\text{о}}}{\Delta p} RT, \quad (2)$$

где $G_{\text{о}}$ — расход воздуха; R — газовая постоянная; необходимо уменьшить объем ресивера и увеличить расход воздуха. Объем ресивера на стенде составил 1 л, расход задавался регулируемым дросселем.

Для определения влияния величины ходов диафрагмы, разгрузочного и атмосферного клапанов на величину пределов регулирования давления воздуха в ресивере в процессе испытаний через каждые 10000 циклов работы регулятора замерялись перемещения диафрагмы 1, атмосферного клапана 7 и разгрузочного клапана 6 в зависимости от давления в ресивере. Перемещения замерялись индикатором с ценой деления 0,01 мм, а давление — образцовым манометром. Количество циклов, отработанных регулятором давления, подсчитывалось электроимпульсным счетчиком.

Указанные выше зависимости до испытаний (сплошная линия) и после отработки регулятором 80000 циклов (штриховая линия) приведены на графиках (рис. 2,3).

В течение цикла работы регулятора давления перемещение диафрагмы атмосферного и разгрузочного клапанов на графиках представлены соответственно замкнутыми линиями ABCDE, FGHI, KLMN.

Перемещение диафрагмы скачком на участке АВ (рис. 2) при постоянном давлении в ресивере происходит за счет воз-

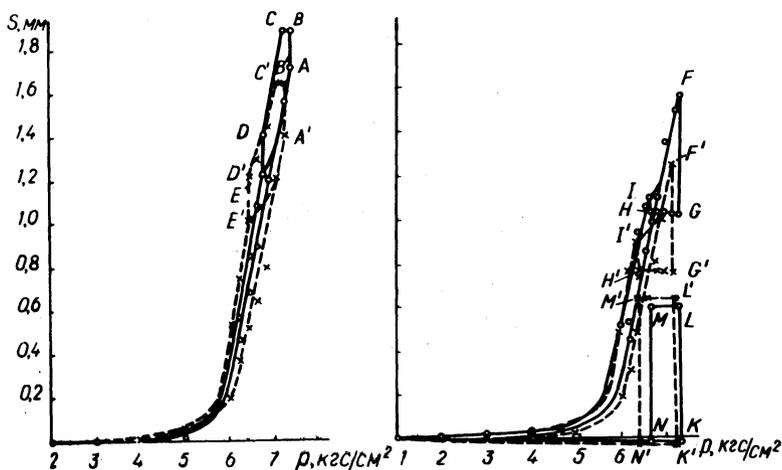


Рис. 2. График перемещения диафрагмы в зависимости от давления в ресивере: $p, \text{ кгс/см}^2$ — давление в ресивере; $S, \text{ мм}$ — перемещение диафрагмы.

Рис. 3. График перемещения атмосферного и разгрузочного клапанов в зависимости от давления в ресивере: $p, \text{ кгс/см}^2$ — давление в ресивере; $S, \text{ мм}$ — перемещение.

действия давления сжатого воздуха на дополнительную площадь поперечного сечения поршня 2 при открытии шарикового клапана 3. На участке DE диафрагма перемещается скачком за счет прекращения воздействия давления воздуха на дополнительную площадь при закрытии шарикового клапана.

Скачкообразное перемещение атмосферного клапана при постоянном давлении на участке FG (рис. 3) происходит совместно с перемещением разгрузочного клапана в момент разгрузки компрессора, однако ход атмосферного клапана несколько меньше хода разгрузочного клапана (отрезок KL, рис.3) за счет деформации резины при посадке атмосферного клапана на седло.

Из графиков (рис. 2,3) видно, что ход диафрагмы и атмосферного клапана после испытаний уменьшился на 0,22 мм. Это уменьшение вызвано выработкой атмосферного клапана в месте контакта со штоком 4, что привело к уменьшению хода диафрагмы и уменьшению пределов регулирования давления. Пределы регулирования давления в ресивере в процессе испытаний приведены в таблице.

Число циклов работы регулятора	0	10	20	30	40	50	60	70	80
	тыс. тыс. тыс. тыс. тыс. тыс. тыс. тыс.								
Предел регулирования давления, кгс/см ²	6,7--	6,7--	6,6--	6,6--	6,6--	6,5--	6,5--	6,5--	6,5
	7,3	7,3	7,3	7,3	7,3	7,2	7,2	7,2	7,2

Характерная особенность работы разгрузочного клапана та, что по мере возрастания давления в баллоне он поджимается к седлу за счет усилия, действующего на нижний торец поршня 5. На рис. 4 это отражено некоторым отрицательным перемещением клапана. Увеличение хода разгрузочного клапана после испытаний вызвано уплотнением резины по месту посадки на седло.

В ы в о д ы

1. Испытания регулятора давления пневматического привода тормозов прицепа тракторного поезда на базе трактора класса 0,9—1,4 тс в объеме 80000 циклов срабатываний пока-

зали, что пределы регулятора уже после 20000 циклов изменились по сравнению с установленными ГОСТом 4364-67.

2. Стабильность пределов регулирования зависит от износостойкости атмосферного клапана регулятора,

Л и т е р а т у р а

1. Розанов В.Г., Машенко А.Ф. Взаимосвязь аппаратов питающей части и потребителей пневматического привода тормозов автомобиля. -- "Автомобильная промышленность", 1971, №10. 2. Руководство по эксплуатации и уходу. Тракторы "Беларусь" МТЗ-80, МТЗ-80Л, МТЗ-82, МТЗ-82Л. Минск, 1973.

Г.А. Молош

ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ПОДВЕСКА ЗАДНЕГО МОСТА УНИВЕРСАЛЬНО-ПРОПАШНЫХ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ Кл. 9—14 кН

Улучшение плавности хода сельскохозяйственных колесных тракторов можно осуществить путем подрессоривания остова в целом и, в частности, заднего моста. При этом особое внимание необходимо уделить выбору типа упругого элемента подвески. В настоящее время наиболее распространенным упругим элементом в подвесках сельскохозяйственных колесных тракторов является витая цилиндрическая пружина. Однако эта подвеска не может обеспечить выполнение основных особенностей эксплуатации таких тракторов [1].

Для универсально-пропашных колесных тракторов класса 9—14 кН в БПИ была разработана экспериментальная пневмогидравлическая подвеска заднего моста, которая позволяет учесть основные особенности эксплуатации этих машин, а также позволяет обеспечить близкую к постоянной частоту собственных колебаний остова при различной весовой нагрузке на задний мост, имеет невысокую жесткость, высокую энергоемкость как на ходе сжатия, так и на ходе отбоя при сравнительно небольших динамических прогибах упругого элемента.