

Коэффициенты уравнений определялись по методу наименьших квадратов.

Анализ характеристики (рис.1) показывает, что применение в тормозной системе дисковых исполнительных механизмов с самоусилением существенно ухудшает ее следящее действие и динамику, особенно в фазе оттормаживания. Имеется значительный гистерезис, и поэтому оттормаживание начинает наступать при падении давления воздуха в цилиндре до 0,12 МПа.

Также исследовался исполнительный механизм системы блокировки дифференциала заднего моста трактора МТЗ-80/82. Получена зависимость перемещения нажимного диска муфты блокировки h от подаваемого-выпускаемого давления воздуха (рис. 2). Видно, что зона гистерезиса мала, поэтому система будет работать устойчиво. Кроме того, при составлении математической модели системы блокировки дифференциала, исполнительный механизм можно описывать одним уравнением как в режиме включения, так и выключения.

Резюме. Применение дисковых исполнительных механизмов с самоусилением в автоматизированных системах управления бесперспективно, поскольку ухудшает ее рабочие характеристики.

Предложенные аналитические зависимости могут использоваться при теоретическом анализе и проектировании систем автоматического регулирования.

Л и т е р а т у р а

1. Герасимович А.И., Матвеева Я.И. Тексты лекций по курсу "Теория вероятностей и математической статистики". Минск, 1973.
2. Ицкович И.А. Программирование на ЭВМ "Наири", М., 1975.

УДК 621.431.73.031.3.004.1

Л.В. Барташевич, Ю.И. Марков
(Минский тракторный завод)

К ВЫБОРУ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОМПРЕССОРА АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ ПНЕВМОСИСТЕМЫ ТРАКТОРОВ КЛАССА 0,6 - 1,4 тс

По мере развития конструкций тракторов класса 0,6 - 1,4 тс и благодаря установке пневмосистемы все более широкое применение находит энергия сжатого воздуха для функционирования различных тракторных узлов и систем.

В настоящее время сжатый воздух на тракторах используется: 1) для торможения прицепов как с пневматическим, так и с гидравлическим приводом к тормозам; 2) для блокировки дифференциала; 3) для сервоусилителя привода муфты сцепления; 4) для функционирования блока охлаждения воздуха в кабине тракториста; 5) для пневмогидравлической подвески сиденья водителя.

На рис. 1 приведена пневматическая система трактора МТЗ-100, который является дальнейшим развитием конструкции серийного трактора МТЗ-80.

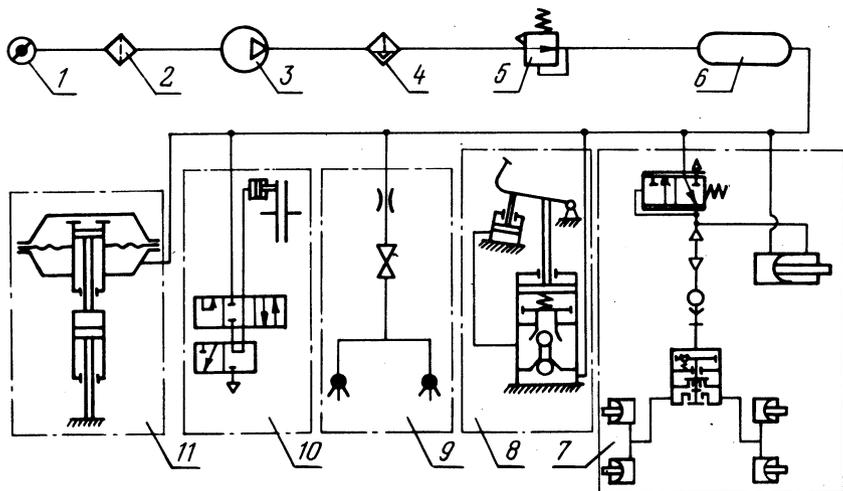


Рис. 1. Принципиальная схема пневматической системы трактора МТЗ-100: 1 - воздухозаборник; 2 - фильтр; 3 - компрессор; 4 - влагоотделитель; 5 - регулятор давления; 6 - ресивер; 7 - прицеп; 8 - тормозной кран; 9 - блок охлаждения воздуха; 10 - сервоусилитель привода сцепления; 11 - пневмогидравлическая подвеска сиденья.

В связи с возрастанием количества потребителей сжатого воздуха и увеличением расхода его на современных тракторах нагрузочные режимы существующих тракторных компрессоров становятся более жесткими, длительность их работы под нагрузкой возрастает, что приводит к более интенсивному износу.

На основании вышеизложенного при выборе производительности компрессора трактора необходимо рассматривать во взаимосвязи ряд факторов:

1) компрессор должен обеспечивать нормальную работу потребителей сжатого воздуха без снижения эффективности работы привода к тормозам прицепов;

2) производительность компрессора должна выбираться такой, чтобы в процессе эксплуатации он работал в режиме, обеспечивающем требуемую долговечность компрессора и регулятора давления;

3) суммарный объем ресивера должен быть таким, чтобы в пневмосистеме создавался необходимый запас воздуха, а с другой стороны объем ресивера также должен оказывать благоприятное воздействие на режим работы компрессора и регулятора давления.

Суммарный расход воздуха из пневмосистемы трактора определяется на том виде сельскохозяйственных работ, которые требуют наибольшего расхода сжатого воздуха из пневмосистемы.

Суммарный расход воздуха определяется по формуле

$$V_{\text{расх}} = V_{\text{расх}}^{\text{д.п.}} + V_{\text{расх}}^{\text{н}}, \quad (1)$$

где $V_{\text{расх}}^{\text{д.п.}}$ - суммарный расход воздуха из пневмосистемы трактора на определенном виде сельскохозяйственных работ, м³/с;
 $V_{\text{расх}}^{\text{н}}$ - расход воздуха одновременно работающими потребителями дискретного действия, м³/с, который определяется по формуле [1]

$$V_{\text{расх}}^{\text{д.п.}} = \frac{1}{R \gamma_{\text{вп}}} \sum_{i=1}^{i=N} \left(z_{\text{п.}i} \frac{p_{\text{п.н}} - p_{\text{п.к}}}{\tau_{\text{п.}i} T_{\text{п.}i}} V_{\text{п.}i} \right), \quad (2)$$

где $N_{\text{п}}$ - количество одновременно работающих потребителей дискретного действия; $z_{\text{п.}i}$ - частота рабочих операций потребителя

в единицу времени; $p_{\text{п.н}}$, $p_{\text{п.к}}$ - соответственно начальное и конечное установившееся абсолютное давление воздуха в рабочем объеме $V_{\text{п.}i}$ потребителя; $T_{\text{п.}i}$ - абсолютная температура воздуха в рабочем объеме потребителя; $\tau_{\text{п.}i}$ - время одной рабочей операции потребителя; $\gamma_{\text{вп}}$ - удельный вес воздуха на впуске в компрессор; R - газовая постоянная; $V_{\text{расх}}^{\text{н}}$ - непрерывный расход воздуха из пневмосистемы, м³/с, определяемый по формуле

$$V_{\text{расх}}^{\text{н}} = V_{\text{расх}}^{\text{н.п}} + V_{\text{расх}}^{\text{у}} = \frac{p_{\text{рн}} - p_{\text{рк}}}{R \gamma_{\text{вп}} \tau_{\text{у}} T_{\text{р}}} V_{\text{р}}, \quad (3)$$

где $V_{расх}^{н.п}$, $V_{расх}^у$ - соответственно расход воздуха из системы непрерывно работающими потребителями и вследствие утечек из системы; $p_{рн}$, $p_{рк}$ - соответственно начальное и конечное установившееся абсолютное давление воздуха в ресивере в момент определения величины расхода; τ - время определения величины расхода; T - абсолютная температура воздуха в ресивере; V_p - объем ресивера.

Полученный суммарный расход воздуха из пневмосистемы и выбранная производительность компрессора должны быть в таком соотношении, чтобы нагрузочный режим работы компрессора был наиболее благоприятным с точки зрения долговечности.

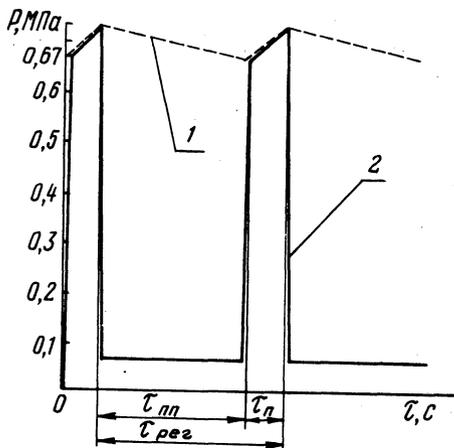


Рис. 2. Нагрузочная диаграмма работы компрессора при прерывном регулировании давления воздуха в пневмосистеме: 1 - давление в ресивере; 2 - давление на компрессоре.

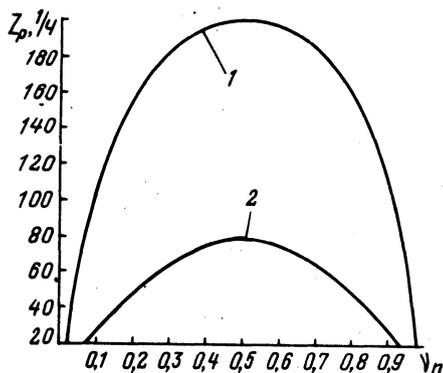


Рис. 3. Зависимости числа срабатываний регулятора давления в час от относительного времени подачи $\nu_{п}$ при работе с компрессорами различной производительности: 1 - компрессор ЗИЛ-130; 2 - компрессор AL-75.

На рис. 2 приведена диаграмма работы компрессора при прерывном регулировании давления воздуха в ресивере.

Величиной, характеризующей напряженность работы компрессора в определенных условиях, является соотношение

$$\nu_{п} = \frac{\tau_{п}}{\tau_{рег}}, \quad (4)$$

где ν - относительное время подачи; $\tau_{п}$ - время подачи, с; $\tau_{рег}$ - длительность цикла регулирования, с.

Общую долговечность компрессора N_o можно определить из уравнения [2]:

$$\frac{\alpha}{N_H} + \frac{\beta}{N_X} = \frac{100}{N_o}, \quad (5)$$

где α , β - соответственно доли работы компрессора под нагрузкой и без нагрузки в процессе эксплуатации, %; N_H - долговечность работы компрессора при работе его постоянно под нагрузкой; N_X - долговечность компрессора при работе его постоянно на холостом ходу; N_o - общая долговечность компрессора.

При нормальной работе регулятора давления в течение всего периода эксплуатации можно записать

$$\nu_{\text{п}} = \frac{\tau_{\text{п}} N_{\text{рег}}}{\tau_{\text{рег}} N_{\text{рег}}} = \frac{N_H'}{N_o} = \alpha, \quad (6)$$

$$\nu_{\text{п.п}} = \frac{\tau_{\text{п.п}} N_{\text{рег}}}{\tau_{\text{рег}} N_{\text{рег}}} = \frac{N_X'}{N_o} = \beta,$$

где $N_{\text{рег}}$ - суммарное число циклов работы регулятора до выхода из строя компрессора (или регулятора давления); $\nu_{\text{п.п}}$ - относительное время перерыва подачи; $\tau_{\text{п.п}}$ - время перерыва подачи, с; N_H' , N_X' - соответственно время работы компрессора под нагрузкой и без нагрузки.

С учетом равенств (6) уравнение (5) можно записать:

$$\frac{\nu_{\text{п}}}{N_H} + \frac{\nu_{\text{п.п}}}{N_X} = \frac{100}{N_o}. \quad (7)$$

Для поддержания заданного давления в ресивере необходимо, чтобы расход воздуха за цикл прерывного регулирования $\tau_{\text{рег}}$ был равен производительности компрессора за период подачи, т.е.

$$V_k \tau_{\text{п}} = V_{\text{расх}} \tau_{\text{рег}}, \quad (8)$$

где V_k - производительность компрессора, м³/с.

Отсюда можно определить требуемую производительность компрессора

$$V_k = \frac{V_{\text{расх}}}{\nu_{\text{п}}} \quad (9)$$

Долговечность регулятора давления определяется суммарным числом циклов работы $N_{\text{рег}}$

$$N_{\text{рег}} = z_{\text{рег}} N_0 \quad (10)$$

Частота срабатывания регулятора давления определяется по формуле

$$z_{\text{рег}} = \frac{\nu_{\text{п}} (1 - \nu_{\text{п}}) \cdot 60 V_k T_p T_{\text{вп}}}{V_p \Delta p_p T_{\text{вп}}} \quad (11)$$

где $p_{\text{вп}}$ - давление воздуха на впуске в компрессор; Δp_p - пределы регулирования давления в ресивере.

Из уравнения (11) видно, что частота срабатывания регулятора давления в значительной степени зависит от произведения $\nu_{\text{п}} (1 - \nu_{\text{п}})$, объема ресивера V_p и пределов регулирования давления в ресивере Δp_p .

Для уменьшения частоты срабатывания регулятора давления необходимо стремиться к уменьшению произведения $\nu_{\text{п}} (1 - \nu_{\text{п}})$. Максимальная величина этого произведения будет при $\nu_{\text{п}} = 0,5$ [3].

На экспериментальной зависимости (рис. 3) количества срабатываний регулятора давления в единицу времени от относительного времени подачи режим работы компрессора и регулятора давления должен характеризоваться левой ветвью, так как при $\nu_{\text{п}} > 0,5$ компрессор работает под нагрузкой большую часть длительности цикла регулирования. По литературным данным [2] для пневмосистем автомобилей $\nu_{\text{п}} = 0,07 - 0,3$.

Резюме. Частота срабатывания регулятора давления уменьшается с увеличением объема ресивера.

При выборе производительности компрессора для тракторов класса - 0,6 - 1,4 тс необходимо рассматривать в комплексе такие показатели, как суммарный расход воздуха потребителями и производительность компрессора, долговечность компрессора и режим его работы, размеры пневматических узлов питающей части пневмосистемы и агротехнические требования, предъявляемые к трактору.

Л и т е р а т у р а

1. Егоров Л.А., Розанов В.Г. Автомобильные поршневые компрессоры. М., 1958. 2. Розанов В.Г., Машенко А.Ф. Взаимосвязь аппаратов питающей части и потребителей пневматического привода тормозов автомобиля. - "Автомобильная промышленность", 1971, № 10. 3. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. М., 1949.

УДК 629.114.592

А.М. Расолько (Белорусский политехнический институт)

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА К ТОРМОЗАМ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

В связи с увеличением скоростей движения тракторных поездов предъявляются повышенные требования к их тормозной системе, и в частности к приводу. Привод к тормозам должен обладать хорошим следящим действием, высоким быстродействием, а также обеспечивать более раннее торможение прицепов по отношению к трактору.

Тракторные поезда на базе тракторов класса 14-20 кН в основном имеют механический привод к тормозам трактора и пневматический привод к тормозам прицепов. Наличие принципиально различных по конструкции, а также по быстродействию приводов к тормозам трактора и прицепов создает трудности в достижении синхронного торможения тракторного поезда, при этом из-за малой унификации существенно увеличивается стоимость тормозных систем.

Сконструирован пневматический привод управления тормозами трактора и прицепов, состоящий из компрессора, регулятора давления, трехсекционного тормозного селектора, управляющего воздухораспределителями прицепов и отдельными тормозными механизмами левого и правого задних колес трактора. Проведены теоретические и экспериментальные исследования привода.

Перед теоретическими исследованиями ставились следующие цели:

1) проанализировать динамику привода, т.е. выяснить, какие параметры привода и как они влияют на его быстродействие;