

УДК 629.45.027.3

А. Г. РЕЙДЕМЕЙСТЕР^{1*}, А. В. ЛАГУЗА^{2*}

^{1*}Каф. «Вагоны и вагонное хозяйство», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днипро, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 15 19, эл. почта reidemeister@mail.ru, ORCID 0000-0001-7490-7180

^{2*}Каф. «Вагоны и вагонное хозяйство», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днипро, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 15 19, эл. почта nastaci@yahoo.com, ORCID 0000-0001-8811-7243

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДРОССЕЛИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ РЕССОРЫ

Цель. В научной работе необходимо рассмотреть определение зависимости расхода рабочей среды от пропускной способности дросселирующего устройства, его геометрических особенностей, разности давления в баллоне пневматической рессоры и в дополнительном резервуаре. **Методика.** Расчет зависимости рабочей среды и перепада давления выполнен двумя способами: 1) численным моделированием стационарного потока газа через дросселирующее устройство; 2) аналитическим расчетным выражением с использованием эмпирических зависимостей (контрольный расчет для оценки достоверности результатов численного моделирования). Для расчета было выбрано три модели дросселирующих устройств. Зависимость расхода рабочей среды от пропускной способности дросселирующего устройства и его геометрических особенностей была определена, исходя из аппроксимации графиков зависимости перепада давления от массового расхода рабочей среды. **Результаты.** Получены графические зависимости между перепадом давлений и массовым расходом рабочей среды по двум вариантам расчета. Из расчетов, проведенных с помощью программного комплекса с визуализацией результатов, вычислен коэффициент пропорциональности. Он описывает зависимости расхода рабочей среды от пропускной способности дросселирующего устройства с учетом его геометрических особенностей для каждого из рассмотренных элементов при трех степенях их закрытия. Значения расхода воздуха, полученные путем численного моделирования, больше значений расхода, найденных по полуэмпирическим формулам. В то же время, они находятся в хорошем качественном соответствии, а количественная разница составляет в среднем 25 %, что можно рассматривать как подтверждение достоверности численной модели. По результатам расчетов построены графики зависимости коэффициента пропорциональности от степени закрытия дросселирующего устройства. **Научная новизна.** Работа позволяет выявить степень влияния составляющей силы трения на изменение разности давлений в пневмобаллоне и дополнительном резервуаре системы пневматического подвешивания. Также в работе предлагается способ выявления зависимости затрат рабочей среды от пропускной способности дросселирующего устройства и его геометрических особенностей. **Практическая значимость.** Возможность прогнозирования рабочих параметров пневматической системы в зависимости от пневматического сопротивления дросселирующего устройства позволит улучшить ходовые характеристики вагонов, повысить комфортность перевозки пассажиров, а также снизить износ подвижного состава и рельсовой колеи вследствие взаимодействия «экипаж-путь».

Ключевые слова: рессорное подвешивание; пневматическая рессора; потери давления

Введение

В последнее время пневморессоры очень широко стали применять на поездах межрегионального сообщения, скоростных поездах [3, 15]. Преимущество пневморессоры как элемента рессорного подвешивания состоит в том, что с её помощью можно реализовывать большие статические прогибы во вторичном рессорном подвешивании (до 300 мм), что способствует снижению шума в салонах вагонов. Кроме это-

го, для линий с высокими платформами необходимо поддерживать постоянную высоту пола вагона (независимо от количества пассажиров в вагоне). Это обеспечивается с помощью работы высоторегулирующего клапана и пневморессор [15]. Следует рассмотреть обобщенную структуру эквивалентна механической модели, принятую на основе испытаний пневматической рессоры (рис. 1) [3].

Возможность восприятия высоких горизонтальных и диагональных перемещений, а также

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

сопротивлений скручиванию делают системы пневмоподвешивания привлекательным решением для всех типов тележек [3, 15].

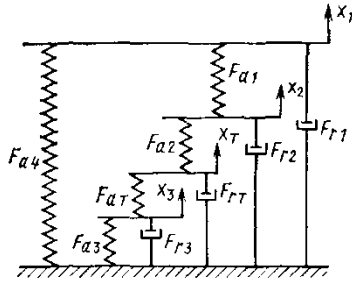


Рис. 1. Обобщенная структура эквивалентной механической системы

В общем случае, система пневматического подвешивания (рис. 2) в вагоне имеет вид соединенных между собой пневмобаллона 1 и дополнительного резервуара 4 [14, 16, 19]. Для регулирования диссипативных и упругих свойств системы пневматического подвешивания, в соединительной арматуре 3 расположен дросселирующий элемент 2.

Для расчетов свойств пневматической системы, представленной на рисунке 1, существует значительное количество механических моделей.

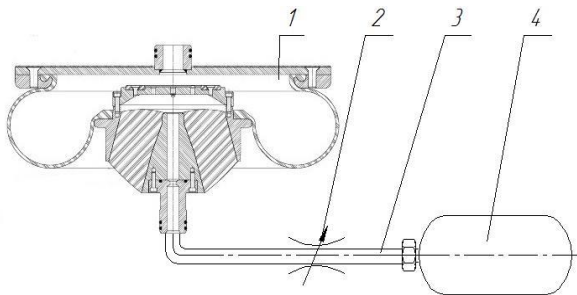


Рис. 2. Схема пневматической рессоры с резервуаром

Данная модель составлена на основании анализа графиков, полученных во время испытаний пневморессоры. Модель состоит из элементов с безынерционными связями, представленными так же, как и в первой модели, в виде связи упругих и диссипативных элементов. При этом, в модели каждый из упругих элементов с силой F_a и диссипативных с силой F_r допускает физическую интерпретацию, что позволяет предложить для него соответствующее аппроксимирующее выражение. В частности, элемен-

ты с силами F_{a1} , F_{a2} , F_{a3} моделируют упругие свойства основного и дополнительного объемов пневмоподвешивания. Упругий элемент с силой F_{a1} имитирует изменение эффективной площади пневмобаллона при ее деформации и изменение упругости резинокордной оболочки. Закон изменения определяют по результатам статической тарировки пневморессоры и аппроксимируют кусочно-линейной зависимостью.

Элементы F_{r1} и F_{r2} моделируют потери в результате дросселирования воздуха. При этом элемент F_{r3} работает преимущественно на малых скоростях деформации пневмобаллона (докритический режим истечения воздуха через дроссельное отверстие); элемент F_{r2} включается в работу при скоростях деформации пневморессоры, когда наступает сверхкритический режим истечения воздуха через дроссельное отверстие.

Однако, громоздкость модели и значительное количество параметров ограничивают ее широкое применение при теоретических расчетах.

Еще одна структурная схема для расчета пневморессоры представлена в [6], (рис. 3).

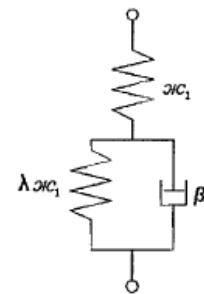


Рис. 3. Механическая модель пневморессоры

Представленная модель пневматической рессоры учитывает статическую жесткость пневматического баллона k_1 , влияние изменения отношений объемов воздуха в пневмобаллоне и дополнительном резервуаре на жесткость пневморессоры λk_1 и коэффициент затухания эквивалентного вязкого трения пневморессоры β_3 .

Определяющими параметрами данной схемы пневматической рессоры являются: грузо-

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

подъемностью рессоры, параметры дросселирующего устройства и воздуха.

Данная модель дает достаточно точные результаты в случае малых колебаний.

Более сложной и часто используемой моделью является модель пневматической рессоры Nishimura (рис. 4), которая была разработана более 40 лет назад [9, 10, 17, 18]. Модель учитывает изменение жесткостей пневмобаллона K_1 и резервуара K_2 , в зависимости от изменения объемов воздуха в них; K_3 представляет собой изменение уровня жесткости пневмобаллона. Модель может учитывать как линейное, так и квадратичное изменение показателя вязкости C , что позволяет использовать ее как для моделирования жесткости пневмобаллона, так и для определения сопротивления потоку воздуха через соединительную арматуру.

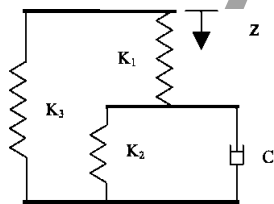


Рис. 4. Модель пневматической рессоры Nishimura

Модель VAMPIRE – это расширение модели Nishimura [9, 12, 18] с учетом квадратичного затухания. Дополнительно введены инерционный эффект M и вспомогательная жесткость k (рис. 5).

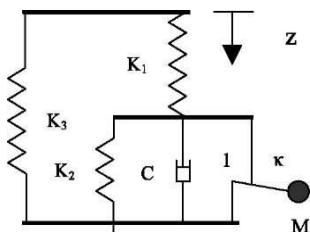


Рис. 5. Модель пневматической рессоры VAMPIRE

Модель пневматической рессоры Берга, часто встречающаяся в литературе под названием GENSYS, трехмерна и может описывать поперечное, продольное и вертикальное колебания [9, 11, 12, 13, 18, 21]. Стоит упомянуть, что модель описывает несколько параметров рессоры: эластичность, трение и вязкость. Вертикальная модель имеет нелинейное затухание, которое

зависит от скорости изменения давления в пневмобаллоне.

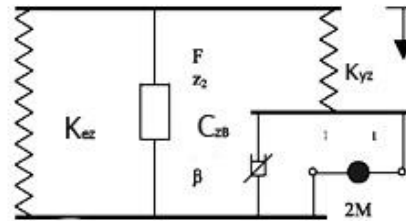


Рис. 6. Модель пневматической рессоры GENSYS (Берга)

Существует еще одна модель пневматической рессоры Bouc-Wen [18, 23–25], включающая в себя не только упругие и диссипативные элементы, описывающие состояние газа в системе, но и блок, моделирующий изменения состояния резинокордной оболочки пневматического баллона.

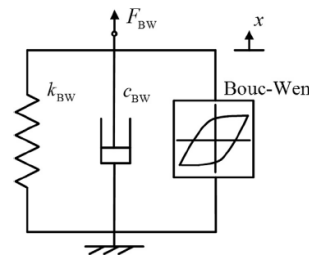


Рис. 7. Модель пневматической рессоры Bouc-Wen:

F_{BW} – вертикальная сила от кузова,

k_{BW} – нелинейная эластичная жесткость,

c_{BW} – демпфирующая составляющая

Для описания поведения пневморессоры, механическая модель включает в себя три параллельные ветки: нелинейно эластичную жесткость k_{BW} ; демпфирующую составляющую c_{BW} ; блок, определяющий параметры работы пневмобаллона в зависимости от поведения резино-кордной оболочки Bouc-Wen.

Ветвь с нелинейно-эластичной жесткостью используется для моделирования работы воздуха внутри пневморессоры и описания геометрических параметров рессоры, а также термодинамических процессов, протекающих внутри неё, которые могут быть выведены в соответствии с термодинамическим уравнением.

Ветвь с демпфирующей составляющей используется для моделирования сопротивления

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

воздушного потока в трубе системы «пневмобаллон – соединительная арматура – дополнительный резервуар».

Ветвь трения представляет собой блок, моделирующий петлю гистерезиса и амплитудные зависимости.

Распространённой считается модель [1, 16], описывающая пневморессору как связь параллельно установленных упругого элемента с жесткостью C и элемента вязкого трения с вязкостью β (рис. 8).

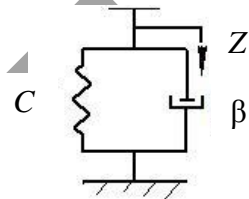


Рис. 8. Эквивалентная механическая система

В ранее указанных схемах, роль дросселирующего устройства выполняли дополнительно введенные параметры вязкости.

Дроссель – местное регулируемое или не регулируемое сопротивление, устанавливаемое на пути движения потока рабочей среды [1].

Основными характеристиками дросселя являются расходная и настроечная характеристики. Расходной характеристикой называют зависимость между расходом воздуха через дроссель и соотношением давлений до дросселя и после него. Расходная характеристика во многом зависит от режима течения ламинарного или турбулентного. Режим течения определяют по числу Рейнольдса. При $Re < R_{кр}$ движение считают ламинарным, при $Re > R_{кр}$ турбулентным.

По функциональному назначению дроссели классифицируются на постоянные и переменные. По принципу действия различают дроссели линейные и квадратичные.

Постоянные дроссели в общем случае представляют собой отверстие в пластинке. Их условно принято делить на шайбы и втулки.

К широкому классу переменных (регулируемых) относят: цилиндрические, конические игольчатые, резьбовые дроссели, а также типа «поворотный кран», дроссели типа «сопло–заслонка» и золотниковые дроссели, так же

роль дросселя могут выполнять дросселирующие клапаны и вентили.

Цель

Целью данной работы является определение зависимости расхода рабочей среды от пропускной способности дросселирующего устройства, его геометрических особенностей и разности давлений в баллоне пневматической рессоры и в дополнительном резервуаре.

Важной задачей в ходе работы будет определение перепада давлений при прохождении рабочей среды через дросселирующий элемент. Так же необходимой частью работы является определение достоверности результатов, полученных при определении перепада давлений в дросселирующем устройстве.

Методика

Расчет зависимости рабочей среды и перепада давления выполнен двумя способами:

- численным моделированием стационарного потока газа через дросселирующий элемент;
- его аналитическим расчетным выражением с использованием эмпирических зависимостей (контрольный расчет для оценки достоверности результатов численного моделирования).

Выбрано несколько различных по типу дросселирующих устройств [4, 5], а именно: дроссельный вентиль нержавеющей Aisi 304 (L)/316 (L) DN 40 (рис. 9); клапаны San Marino для воздуха, газов и жидкостей нормально открытые типа «Т» (рис. 10) и типа «У» (рис. 11) с присоединительной резьбой G11/4».

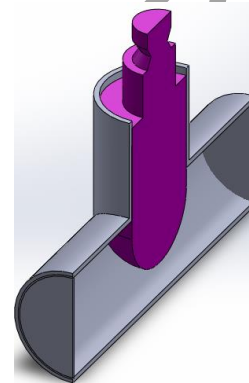


Рис. 9. Дроссельный вентиль нержавеющей Aisi 304 (L)/316 (L) DN 40

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

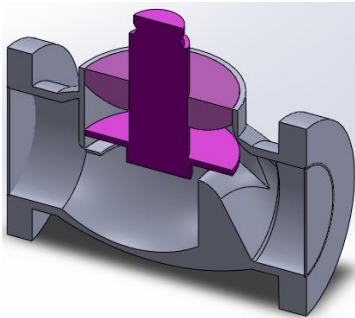


Рис. 10. Клапан San Marino для воздуха, газов и жидкостей нормально открытый типа «Т»

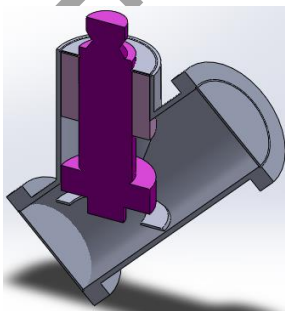


Рис. 11. Клапан San Marino для воздуха, газов и жидкостей нормально открытый типа «У»

Диаметры входных и выходных отверстий составляют 40 мм. Длина корпуса дроссельного вентиля Aisi составляет 160 мм, клапаны San Marino для воздуха, газов и жидкостей нормально открытые типа «Т» длиной 120 мм и типа «У» – 113 мм.

Для анализа выбрано три положения штока: открыт – «0», закрыт на 50 % – «1/2», закрыт на 75 % – «3/4».

При численном моделировании рассматриваем движение рабочей среды (воздуха) в полости дросселирующего устройства, представленного 3D моделью. Поток – стационарный турбулентный. Граничные условия заданы следующим образом (рис. 12). Поверхность, ограничивающая полость разбита на три области:

- впускное отверстие – определено давление;
- выпускное отверстие – определен массовый расход воздуха;
- стенки – все компоненты скорости движения равны нулю.

Движения воздуха описывают усредненные уравнения Навье – Стокса с двумя дополнительными уравнениями к-ε модели турбулентного потока [22].

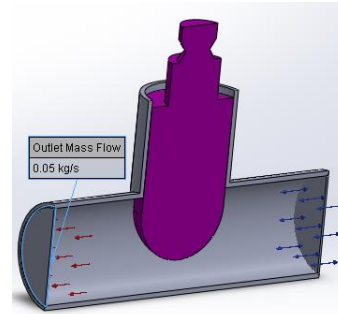


Рис. 12. Граничные условия: массовый расход воздуха, давление

В качестве исходных данных, задаем давление рабочей среды, полученное при расчетах обобщенной модели пневматической рессоры в программном комплексе Matlab Simulink [20]. Изменение скорости расхода рабочей среды на выходе из дросселирующего устройства задаем в диапазоне от 0,001 кг/с до 0,26 кг/с – так же согласно ранее полученным данным.

Расчет проводится при температуре окружающей среды равной 20 °С. Программный комплекс позволяет учитывать свойства различных материалов, используемых в конструкции дросселирующих устройств, например, бронзового корпуса, латунной тарелки, стального штока. Поэтому при расчете, чтобы учесть различные степени сопротивления при трении рабочей среды о поверхность, одним из входных параметров указывался тип материала.

В ходе расчета получаем не только конечный результат (в качестве диаграммы со значениями давления), но и отслеживаем характер течения рабочей среды в любой точке дросселирующего устройства (рис. 13).

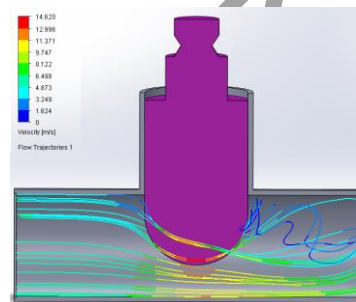


Рис. 13. Распределение скоростей рабочей среды в дросселирующем устройстве

По результатам расчетов построены графики зависимости перепада давления от скорости расхода рабочей среды.

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

Для оценки достоверности полученных результатов выполняем расчет по формулам, приведенным в [1, 2, 8].

$$R_e = \frac{4 \cdot r_r \cdot \omega \cdot \rho}{\eta_d}, \quad (1)$$

где r_r – гидравлический радиус сечения канала, м; ω – средняя скорость течения сжатого газа по сечению канала, м/с; ρ – плотность газа, кг/м³; η_d – коэффициент динамической вязкости, определяемый по диаграммам [7], Па·с.

$$\omega = \frac{G}{\rho \cdot F}, \quad (2)$$

где G – массовый расход газа, кг/с; F – площадь поперечного сечения канала, м².

Плотность сжатого газа для рабочего давления рассчитываем по формуле:

$$\rho = \frac{(P_a + P_{из}) \cdot \mu}{R \cdot T}, \quad (3)$$

где P_a – атмосферное давление, кПа; $P_{из}$ – избыточное давление в системе пневморессоры, кПа; R – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль К); T – температура, К; μ – молярная масса газа, моль.

Потери давления зависят от двух коэффициентов сопротивления: коэффициента $\zeta_{мп}$, характеризующего потери на трение при движении рабочей среды, и коэффициента местных потерь на входе $\zeta_{вх}$.

Коэффициент сопротивления, характеризующий потери на трение, определяем по формуле:

– при движении газа, при $R_{кр} < R_e < 10^5$, определяем по формуле Блазиуса:

$$\zeta_{мп} = 0,314 \cdot R_e^{-0.25}, \quad (4)$$

– при движении газа, при $10^5 < R_e < 10^8$, определяем по формуле Никурадзе:

$$\zeta_{мп} = 0,00332 + 0,221 \cdot R_e^{-0.237}. \quad (5)$$

Коэффициент местных потерь на входе $\zeta_{вх}$ определяем в зависимости от формы и геометрических размеров входного отверстия [2].

Коэффициенты местных потерь во многих случаях определяют по таблицам и графикам, полученным экспериментальным путем. Так, коэффициенты местных потерь для представленных дросселирующих элементов выбраны из справочных таблиц [2, 8].

Потери давления определяем по формуле [2, 8]:

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\omega^2 \cdot \rho}{2}, \quad (6)$$

По полученным данным также были построены графики зависимости массового расхода от разности давлений для дальнейшего сравнения их с графиками, построенными по результатам расчета с использованием эмпирических зависимостей.

Зависимость расхода рабочей среды от типа дросселирующего устройства будем определять, основываясь на аппроксимации графиков зависимости перепада давления от массового расхода:

$$G = \alpha \cdot \sqrt{\Delta P}, \quad (7)$$

где α – коэффициент пропорциональности.

Результаты

Графики зависимости массового расхода рабочей среды G от разности давлений ΔP приведены на рис. 14–16 (по результатам численного моделирования) и на рис. 17–19 (по результатам расчетов с использованием эмпирических зависимостей). Через φ обозначена степень закрытия дросселирующего устройства.

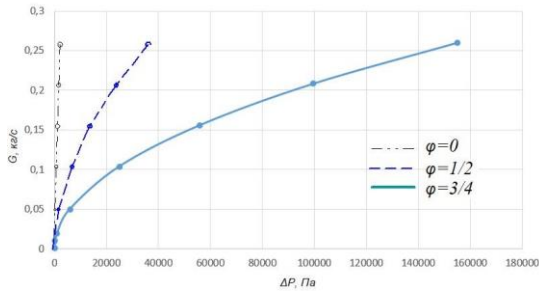
Значения расхода воздуха, полученные путем численного моделирования, больше значений расхода, полученных по полуэмпирическим формулам. В то же время они находятся в хорошем качественном соответствии, а количественная разница составляет в среднем 25 %, что можно рассматривать как подтверждение достоверности численной модели.

Как видно из приведенных рисунков 14–16, графики хорошо аппроксимируются функцией $G = \alpha \cdot \sqrt{\Delta P}$, что позволяет выявить зависимость расхода рабочей среды от типа дросселирующего устройства. Расчет при помощи программного комплекса с визуализацией результатов дает более точные данные и наглядно по-

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

казывает процесс, происходящий в дросселирующем устройстве, то невозможно при расчете с применением приближенных формул.

По результатам математического моделирования вычислен коэффициент пропорциональности, зависимости расхода рабочей среды от пропускной способности дросселирующего устройства и его геометрических особенностей для каждого из рассмотренных дросселирующих устройств, при трех степенях их закрытия.



14. График зависимости массового расхода от разности давлений для дроссельного вентиля Aisi по результатам математического моделирования

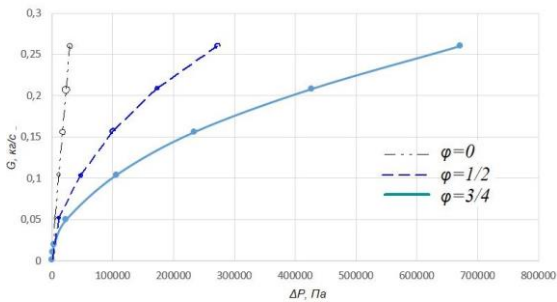


Рис. 15. График зависимости массового расхода от разности давлений для клапана San Marino типа «Т» по результатам математического моделирования

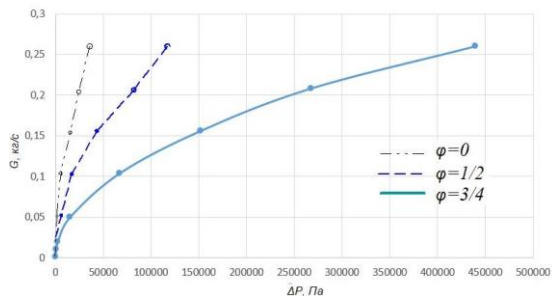


Рис. 16. График зависимости массового расхода от разности давлений для клапана San Marino типа «У» по результатам математического моделирования

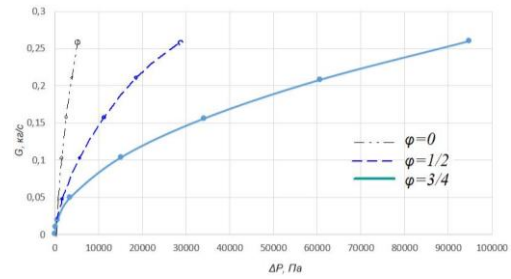


Рис. 17. График зависимости массового расхода от разности давлений для дроссельного вентиля Aisi по результатам расчета с использованием эмпирических зависимостей

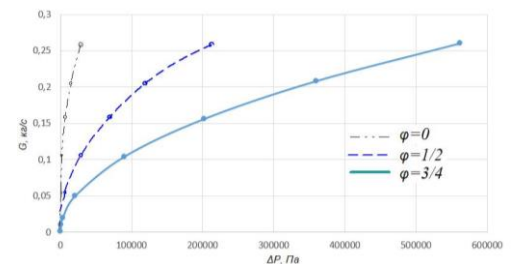


Рис. 18. График зависимости массового расхода от разности давлений для клапана San Marino типа «Т» по результатам расчета с использованием эмпирических зависимостей

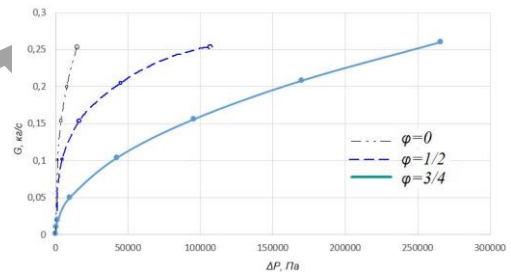


Рис. 19. График зависимости массового расхода от разности давлений для клапана San Marino типа «У» результатам расчета с использованием эмпирических зависимостей

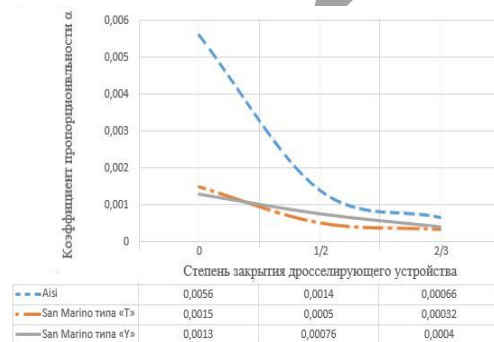


Рис. 20. График зависимости расхода рабочей среды от типа дросселирующего устройства

Научная новизна и практическая значимость

Проведенное исследование позволяет выявить степень влияния составляющей силы трения на изменение разности давлений в пневмобаллоне и дополнительном резервуаре системы пневматического подвешивания. Также рассматривается проблема поиска зависимости расхода рабочей среды от пропускной способности дросселирующего устройства и его геометрических особенностей.

Практическая значимость заключается в возможности прогнозирования рабочих параметров пневматической системы в зависимости от пневматического сопротивления дросселирующего устройства пневматической рессоры, что позволит улучшить ходовые характеристики тележек вагонов, повысить комфортабельность перевозки пассажиров, а также снизить износ подвижного состава и рельсовой колеи в схеме взаимодействия «экипаж–путь».

Выводы

Анализируя вышеприведенные графики, можно заключить, что применение современных расчетных комплексов с визуализацией результатов в значительной мере повышает точность расчетов и позволяет анализировать работу системы и состояние рабочей среды в ней не только по конечным результатам в цифровом виде, но и наблюдать за ними непосредственно в момент протекания процесса.

По полученным данным зависимости перепада давления от массового расхода рабочей среды определен закон, описывающий протекающий процесс в дросселирующих устройствах. Определена зависимость расхода рабочей среды от пропускной способности дросселирующего устройства и геометрических способностей его конструкции.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Средства гидропневмоавтоматики : учеб. пособие / А. Ф. Андреев, П. П. Артемьев, П. Р. Бартош [и др.]. – Минск : ВУЗ-ЮНИТИ БГПА-ИСН, 1998. – 224 с.
2. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – Москва : Машиностроение, 2011. – 672 с.
3. Камаев, В. А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава / В. А. Камаев. – Москва : Машиностроение, 1980. – 215 с.
4. Клапан дроссельный нержавеющей AISI 304(L)/316(L) [Electronic resource]. – Available at: <http://www.progressteel.com.ua/armatura/drosselnyjj-klapan/>. – Title from the screen. – Accessed : 09.01.2018.
5. Клапаны для воздуха, газа и жидкостей с пневмоуправлением (San Marino) [Electronic resource]. – Available at: <http://docplayer.ru/39907306-Klapany-dlya-vozduha-gazov-i-zhidkostey-s-pnevmo upravleniem-san-marino.html>. – Title from the screen. – Accessed : 09.01.2018.
6. Механическая часть тягового подвижного состава : учеб. для вузов ж.-д. трансп. / И. Б. Бирюков, А. Н. Савоськин [и др.]. – Москва : Транспорт, 1992. – 440 с.
7. Справочник машиностроителя : в 6 т. / под ред. проф. Ачеркана Н. С. – Москва : Гос. науч.-тех. изд-во машиностр. лит-ры, 1956. – Т. 2. – 574 с.
8. Чугаев, Р. Р. Гидравлика (Техническая механика жидкости) : учеб. для вузов / Р. Р. Чугаев. – 4-е изд., доп. и перераб. – Ленинград : Энергоиздат, Ленингр. отд-ние, 1982. – 672 с.
9. Abid, H. J. Equivalent Air Spring Suspension Model for Quarter-Passive Model of Passenger Vehicles / H. J. Abid, J. Chen, A. A. Nassar // International Scholarly Research Notices. – 2015. – Vol. 2015. – P. 1–6. doi: 10.1155/2015/974020.
10. Ahmed, M. I. Mathematical Modeling and Control of Active Suspension System for a Quarter Car Railway Vehicle [Electronic resource] / M. I. Ahmed, M. Y. Hazlina, M. M. Rashid // Malaysian J. of Mathematical Sciences. – 2016. – Vol. 10 (S). – P. 227–241. Available at: <http://einspem.upm.edu.my/journal/fullpaper/vol10sfeb2/No20.pdf>. – Title from the screen. – Accessed : 09.01.2018.
11. Aizpun, M. Using the stationary tests of the acceptance process of a rail vehicle to identify the vehicle model parameters / M. Aizpun, J. Vinolas, A. Alonso // Proc. of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: J. of Rail and Rapid Transit. – 2014. – Vol. 228. – Iss. 4. – P. 1–14. doi: 10.1177/0954409713478592.

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

12. A novel air spring dynamic model with pneumatic thermodynamics, effective friction and viscoelastic damping / Hengjia Zhu, James Yang, Yunqing Zhang, Xingxing Feng // *Journal of Sound and Vibration*. – 2017. – Vol. 408. – P. 87–104. doi: 10.1016/j.jsv.2017.07.015.
13. A novel MR device with variable stiffness and damping capability / Shiyu Zhao, Huaxia Deng, Jin Zhang, Liandong Yu, Shuaishuai Sun, Weihua Li, Laijun Zhou // *Intern. Journal of Aerospace and Lightweight Structures*. – 2013. – Vol. 3. – Iss. 3. – P. 325–335. doi: 10.3850/S2010428613000032.
14. Docquier, N. Model-based evaluation of railway pneumatic suspensions / N. Docquier, P. Fiset, H. Jeanmart // *Vehicle System Dynamics: Intern. J. of Vehicle Mechanics and Mobility*. – 2008. – Vol. 46. – P. 481–493. doi: 10.1080/00423110801993110.
15. Gialleonardo, E. D. The influence of track modelling options on the simulation of rail vehicle dynamics / Egidio Di Gialleonardo, Francesco Braghin, Stefano Bruni // *Journal of Sound and Vibration*. – 2012. – Vol. 331. – P. 4246–4258. doi: 10.1016/j.jsv.2012.04.024.
16. Iwnicki, S. *Handbook of Railway Vehicle Dynamics* / S. Iwnicki. – Boca Raton : CRC Press, 2006. – 552 p. doi: 10.1201/9781420004892.
17. Mathematical modelling of the secondary airspring suspension in railway vehicles and its effect on safety and ride comfort / A. Facchinetti, L. Mazzola, S. Alfi, S. Bruni // *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. – 2010. – Vol. 48. – Iss. 5. – P. 429–449. doi: 10.1080/00423114.2010.486036.
18. Mazzola, L. Secondary suspension of railway vehicles – air spring modelling: Performance and critical issues / L. Mazzola, M. Berg // *Journal of Rail and Rapid Transit*. – 2014. – Vol. 228. – Iss. 3. – P. 225–241. doi: 10.1177/0954409712470641.
19. Multiphysics modelling of multibody systems: application to car semi-active suspensions / N. Docquier, A. Poncelet, M. Delannoy, P. Fiset // *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. – 2010. – Vol. 48, No. 12. – P. 1439–1460. doi: 10.1080/00423110903509335.
20. Multiphysics modelling of railway vehicles equipped with pneumatic suspensions / N. Docquier, A. Poncelet, M. Delannoy, P. Fiset // *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. – 2007. – Vol. 46, No. 6. – P. 505–524. doi: 10.1080/00423110601050848.
21. Nonlinear dynamic model of air spring with a damper for vehicle ride comfort / H. Zhu, J. Yang, Y. Zhang, X. Feng, Z. Ma // *Nonlinear dynamic*. – 2017. – Vol. 89. – Iss. 2. – P. 1545–1568. doi: 10.1007/s11071-017-3535-9.
22. Raju, K. R. Vineeth Developments in vibration control of structures and structural components with magnetorheological fluids / K. R. Raju, D. V. Varma // *Current Science*. – 2017. – Vol. 112. – Iss. 3. – P. 499–508. doi: 10.18520/cs/v112/i03/499-508.
23. Reidemeister, O. H. Dependence of air spring parameters on throttle resistance / O. H. Reidemeister, A. V. Kivisheva // *Наука та прогрес транспорту*. – 2016. – № 2 (62). – P. 157–164. doi: 10.15802/stp2016/67339.
24. Sayyaadi, H. A New model in rail vehicles dynamics considering nonlinear suspension components behavior / H. Sayyaadi, N. Shokouhi // *International Journal of Mechanical Sciences*. – 2009. – Vol. 55. – P. 222–232. doi: 10.1016/j.ijmecsci.2009.01.003.
25. Wilcox, D. C. *Turbulence modeling for CFD* / D. C. Wilcox. – La Cañada Flintridge, California : DCW Industries, Inc. La Canada, 1994. – 460 p.

О. Г. РЕЙДЕМЕЙСТЕР^{1*}, А. В. ЛАГУЗА^{2*}

^{1*}Каф. «Вагони та вагонне господарство», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 19, ел. пошта reidemeister@mail.ru, ORCID 0000-0001-7490-7180

^{2*}Каф. «Вагони та вагонне господарство», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 19, ел. пошта nastaci@yahoo.com, ORCID 0000-0001-8811-7243

ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ДРОСЕЛЮЮЧОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ПНЕВМАТИЧНОЇ РЕСОРИ

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

Мета. У науковій роботі необхідно розглянути визначення залежності витрати робочого середовища від пропускної здатності дроселюючого пристрою, його геометричних особливостей, різниці тисків у балоні пневматичної ресори та в додатковому резервуарі. **Методика.** Розрахунок залежності кількості робочого тіла та перепаду тиску виконаний двома способами: 1) чисельним моделюванням стаціонарного потоку газу через дроселюючий пристрій; 2) аналітичним розрахунковим виразом із використанням емпіричних залежностей (контрольний розрахунок для оцінки достовірності результатів чисельного моделювання). Для розрахунку було обрано три моделі дроселюючих пристроїв. Залежність витрат робочого середовища від пропускної здатності дроселюючого пристрою була визначена, виходячи з апроксимації графіків залежності перепадів тисків від масових витрат робочого середовища. **Результати.** Отримано графічні залежності між перепадом тисків і масовими витратами робочого середовища за двома варіантами розрахунку. Із розрахунків, проведених за допомогою програмного комплексу з візуалізацією результатів, обчислений коефіцієнт пропорційності. Він описує залежність витрат робочого середовища від пропускної здатності дроселюючого пристрою з урахуванням геометричних особливостей для кожного з розглянутих елементів при трьох ступенях їх закриття. Значення витрат повітря, отримані шляхом чисельного моделювання, більше ніж значення, знайдені за напівемпіричними формулами. У той же час, вони знаходяться в хорошій якійсній відповідності, а кількісна різниця становить у середньому 25 %, що можна розглядати як підтвердження достовірності чисельної моделі. За результатами розрахунків побудовані графіки залежності коефіцієнта пропорційності від ступеня закриття дроселюючого пристрою. **Наукова новизна.** Робота дозволяє виявити ступінь впливу складової сили тертя на зміну різниці тисків у пневмобалоні та додатковому резервуарі системи пневматичного підвищення. Також у роботі пропонується спосіб виявлення залежності витрат робочого середовища від пропускної здатності дроселюючого пристрою. **Практична значимість.** Можливість прогнозування параметрів пневматичної системи залежно від пневматичного опору дроселюючого пристрою дозволить поліпшити ходові характеристики вагонів, підвищити комфортабельність перевезення пасажирів, а також знизити знос рухомого складу та рейкової колії внаслідок взаємодії «екіпаж-шлях».

Ключові слова: ресорне підвищення; пневматична ресора; втрати тиску

О. Н. REIDEMEISTER^{1*}, А. В. LAGUZA^{2*}

^{1*}Dep. «Car and Car Facilities», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 04, e-mail reidemeister@mail.ru, ORCID 0000-0001-7490-7180

^{2*}Dep. «Car and Car Facilities», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 04, e-mail nastaci@yahoo.com, ORCID 0000-0001-8811-7243

DETERMINATION OF CHARACTERISTICS OF THROTTLING DEVICE FOR PNEUMATIC SPRING

Purpose. This paper focuses on determination of the dependence of the working medium flow on the capacity of the throttling device, its geometric features and the pressure difference in the pneumatic spring cylinder and in the auxiliary reservoir. **Methodology.** Calculation of the dependence of the working medium and pressure drop is performed in two ways: 1) by numerical simulation of a stationary gas flow through a throttling element; 2) its analytical calculation expression using empirical relationships (control calculation to evaluate the reliability of numerical simulation results). For the calculation, three models of throttling devices were chosen. Dependence of the flow rate of the working medium on the capacity of the throttling device and its geometric features was determined based on the approximation of the dependency graphs of the pressure drop against the mass flow rate of the working medium. **Findings.** We obtained graphical dependencies between the pressure drop and the mass flow rate of the working medium from the two calculation options. Based on the results of calculations performed with the help of a software package with visualization of the results, we calculated a proportionality coefficient that describes the dependence of the working medium flow on the throttling device capacity and its geometric features for each of the throttling elements considered, with three degrees of closure. The air flow values, obtained by numerical simulation, are greater than the flow rates obtained from semi-empirical formulas. At the same time, they are in good qualitative agreement, and the quantitative difference averages 25%, which can be regarded as confirmation of the reliability of the numerical model. Based on the calculation results, we plotted the proportionality coefficient graphs against the degree of closure of the throttling device. **Originality.** The work allows determining the degree of influence of the friction-

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

nal component on the variation of the pressure difference in the pneumatic cylinder and the auxiliary reservoir of the pneumatic suspension system. Also, the work proposes a method to determine the dependence of the working medium on the capacity of the throttling device and its geometric features. **Practical value.** The ability to predict the operating parameters of the pneumatic system depending on the pneumatic resistance of the throttling device will improve the car running characteristics, increase the comfort of passenger transport, and also reduce the wear of the rolling stock and track gauge due to vehicle-track interaction.

Keywords: spring suspension; pneumatic spring; pressure drop

REFERENCES

1. Andreev, A. F., Artemev, P. P., Bartosh, P. R., Bartashevich, L. V., Bogdan, N. V., Korolkevich, A. V. & Metlyuk, N. F. (1998). *Gidropnevmoavtomatika i gidroprivod mobilnykh mashin. Sredstva gidropnevmoavtomatiki: Uchebnoe posobie*. Minsk: VUZ-YuNITI BGPA-ISBN. (in Russian)
1. Idelchik, I. Y. (1992). *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam*. Moscow: Mashinostroenie. (in Russian)
2. Kamaev, V. A. (1980). *Optimizatsiya parametrov khodovykh chastey zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava*. Moscow: Mashinostroenie. (in Russian)
3. Klapán drosselnyy nerzhavayushchiy AISI 304(L)/316(L). Retrieved from <http://www.progressteel.com.ua/armatura/drosselnyjj-klapan/>. (in Russian)
4. Klapany dlya vozdukhá, gaza i zhidkostey s pnevmoupravleniem (San Marino). Retrieved from <http://docplayer.ru/39907306-Klapany-dlya-vozduha-gazov-i-zhidkostey-s-pnevmoupravleniem-san-marino.html>. (in Russian)
5. Biryukov, I. B., Savoskin, A. N., & Burchak G. P. et al. (1992). *Mekhanicheskaya chast tyagovogo podvizhnogo sostava: Uchebnik dlya vuzov zheleznodorozhnogo transporta*. Moscow: Transport. (in Russian)
6. Acherkan, N. S. (Ed). (1956). *Spravochnik mashinostroytelya*. (Vol. 1-6). Moscow: Gosudarstvennoe nauchno-tekhnicheskoe izdatelstvo mashinostroytelnoy literatury. (in Russian)
7. Chugaev, R. R. (1982). *Gidravlika (Tekhnicheskaya mekhanika zhidkosti): Uchebnik dlya vuzov*. Leningrad: Energoizdat, Leningradskoe otdelenie. (in Russian)
8. Abid, H. J., Chen, J., & Nassar, A. A. (2015). Equivalent Air Spring Suspension Model for Quarter-Passive Model of Passenger Vehicles. *International Scholarly Research Notices*, 2015, 1-6. doi: 10.1155/2015/974020. (in English)
9. Ahmed, M. I., Hazlina, M. Y., & Rashid, M. M. (2016). Mathematical Modeling and Control of Active Suspension System for a Quarter Car Railway Vehicle. *Malaysian J. of Mathematical Sciences*, 10(S), 227-241. Retrieved from <http://einspem.upm.edu.my/journal/fullpaper/vol10sfeb2/No20.pdf>. (in English)
10. Aizpun, M., Vinolas, J., & Alonso, A. (2014). Using the stationary tests of the acceptance process of a rail vehicle to identify the vehicle model parameters. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: J. of Rail and Rapid Transit*, 228(4), 1-14. doi: 10.1177/0954409713478592. (in English)
11. Hengjia Zhu, James Yang, Yunqing Zhang, & Xingxing Feng (2017). A novel air spring dynamic model with pneumatic thermodynamics, effective friction and viscoelastic damping. *Journal of Sound and Vibration*, 408, 87-104. doi: 10.1016/j.jsv.2017.07.015. (in English)
12. Shiyu Zhao, Huaxia Deng, Jin Zhang, Liandong Yu, Shuaishuai Sun, Weihua Li, & Laijun Zhou (2013). A novel MR device with variable stiffness and damping capability. *Intern. Journal of Aerospace and Lightweight Structures*, 3(3), 325-335. doi: 10.3850/S2010428613000032. (in English)
13. Docquier, N., Fiset, P., & Jeanmart, H. (2008). Model-based evaluation of railway pneumatic suspensions. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 46, 481-493. doi: 10.1080/00423110801993110. (in English)
14. Gialleonardo, E. D., Braghin, F., & Bruni, S. (2012). The influence of track modelling options on the simulation of rail vehicle dynamics. *Journal of Sound and Vibration*, 331, 4246-4258. doi: 10.1016/j.jsv.2012.04.024. (in English)
15. Iwnicki, S. (2006). *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. Boca Raton: CRC Press. doi: 10.1201/9781420004892. (in English)
16. Facchinetti, A., Mazzola, L., Alfí, S., & Bruni, S. (2010). Mathematical modelling of the secondary airspring suspension in railway vehicles and its effect on safety and ride comfort. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 48(1), 429-449. doi: 10.1080/00423114.2010.486036. (in English)
17. Mazzola, L., & Berg, M. (2014). Secondary suspension of railway vehicles – air spring modelling: Performance and critical issues. *Journal of Rail and Rapid Transit*, 228(3), 225-241. doi: 10.1177/0954409712470641. (in English)

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

18. Docquier, N., Poncelet, A., Delannoy, M., & Fiset, P. (2007). Multiphysic modelling of railway vehicles equipped with pneumatic suspensions. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 46(6), 505-524. doi: 10.1080/00423110601050848. (in English)
19. Docquier, N., Poncelet, A., Delannoy, M., & Fiset, P. (2010). Multiphysics modelling of multibody systems: application to car semi-active suspensions. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 48(12), 1439-1460. doi: 10.1080/00423110903509335. (in English)
20. Zhu, H., Yang, J., Zhang, Y., Feng, X., & Ma, Z. (2017). Nonlinear dynamic model of air spring with a damper for vehicle ride comfort. *Nonlinear dynamic*, 89(2), 1545-1568. doi: 10.1007/s11071-017-3535-9. (in English)
21. Raju, K. R., & Varma, D. V. (2017). Vineeth Developments in vibration control of structures and structural components with magnetorheological fluids. *Current Science*, 112(3), 499-508. doi: 10.18520/cs/v112/i03/499-508. (in English)
22. Reidemeister, O. H., & Kivisheva, A. V. (2016). Dependence of air spring parameters on throttle resistance. *Science and Transport Progress*, 2(62), 157-164. doi: 10.15802/stp2016/67339. (in English)
23. Sayyaadi, H., & Shokouhi, N. (2009). A New model in rail vehicles dynamics considering nonlinear suspension components behavior. *International Journal of Mechanical Sciences*, 55, 222-232. doi: 10.1016/j.ijmecsci.2009.01.003. (in English)
24. Wilcox, D. C. (1994). *Turbulence modeling for CFD*. La Cañada Flintridge, California: DCW Industries, Inc. La Canada. (in English)

Статья рекомендована к публикации д.т.н., проф. С. В. Мямлиным (Украина); к.т.н, ст. научн. сотр. Т. В. Шелейко (Украина)

Поступила в редколлегию: 22.09.2017

Принята к печати: 10.01.2018