

УДК 629.331

К вопросу моделирования нелинейного пневмоупругого элемента пассажирского автобуса

Надеждин В. С.^{1,*}, Красавин П. А.¹,
Фараджев Ф. А.¹, Годжаев З. А.¹

*nadezhdinvladimir@gmail.com

¹Университет машиностроения, Москва, Россия

В статье рассматриваются вопросы, связанные с моделированием пневмоупругого элемента и верификация полученной модели путем сравнения с экспериментальными данными. Пневмоупругий элемент испытывался на специализированном стенде в ОАО «ФИИЦ М», с применением двух видов нагрузки: внутреннее давление и внешнее осевое сжатие. Величины нагрузок выбирались согласно реальному нагружению (автобус с пассажирами). На основе стендовых испытаний проводились численные эксперименты с использованием метода конечных элементов, реализованного в пакете MSC.Patran/Nastran/Marc. Для дискретизации математической модели использовались объемные конечные элементы второго порядка аппроксимации типа Solid. Модель материала упругой части подбиралась посредством сопоставления результатов натурных и виртуальных испытаний, проведенных с применением различных моделей резины.

Ключевые слова: пневмоупругий элемент, пневмобалон, пневмоподушка, рукавный элемент щелкающего типа

Введение

Совершенствование конструкций современных транспортных средств (ТС) является актуальной и перспективной проблемой автомобильной промышленности. Следует отметить, что отечественная автомобильная промышленность заметно отстает в данных вопросах от зарубежных производителей. Разработка перспективных методов расчета элементов и конструкций ТС в целом позволяет сократить время проектирования и, тем самым, ускорить процесс создания нового модельного ряда.

Автобус является самым массовым видом пассажирского транспорта и в перспективе таким и останется. Поэтому развитие конструкций автобусов идет по многим направлениям. Одним из таких направлений является развитие расчетно-экспериментальных методов проектирования новых конкурентоспособных конструкций. В современных условиях соз-

дания и доводки новых моделей расчетные методы оценки напряженно-деформированного состояния (НДС), надежности и усталости элементов конструкции становятся первостепенными. Для проведения полномасштабных расчетных оценок необходимо знать инерционные, упругие, демпфирующие свойства элементов конструкции. Анализ литературных источников показывает, что в открытом доступе имеется очень мало экспериментальных данных по оценке демпфирующих и упругих свойств элементов ТС, таких как пассажирский автобус. Отсутствие таких данных заметно осложняет моделирование, например, подвесок ТС, при этом наиболее сложным, в виду нелинейности, является моделирование упругих элементов.

Целью данного исследования является определение упругих и демпфирующих характеристик пневмоупругого элемента пассажирского автобуса, а также выбор оптимальной модели описания материала.

В качестве научной новизны можно считать предложенную модель пневмоупругого элемента в виде композиционного материала с наполнителем, полученную с учетом результатов натурных испытаний.

1. Моделирование пневматического упругого элемента

На основе проведенных в ОАО «ФИИЦ М» стендовых испытаний пневмоупругих элементов, проводилось компьютерное моделирование с использованием МКЭ, реализованного в пакете MSC.Patran/Nastran/Marc. При построении математической модели использовались объемные конечные элементы второго порядка аппроксимации типа Solid. Проведение компьютерного эксперимента характеризовалось различными типами поведения материала пневмобаллона, в том числе нелинейным с учётом контактного взаимодействия упругой части с металлическими основаниями и верхней части крепления. Структура материала упругой части при моделировании подбиралась с учетом результатов натурального эксперимента на испытательном стенде. При этом рассматривались различные модели представления резины, такие как модели Муни-Ривлина, Халпин-Цая, Фрайзера-Нэша, Максвелла и Огдена [1- 3].

Проведение компьютерных исследований позволило достаточно корректно подобрать оптимальную модель описания материала, соответствующую натурному эксперименту. Геометрическая модель пневмобаллона представлена на рис.1.

Модель пневмобаллона разбивалась на объёмные 8-ми узловые конечные элементы линейной аппроксимации, имеющие по 3 степени свободы в каждом узле. Степень дис-

кретизации модели – порядка 6 тыс. конечных элементов, что позволяет производить анализ без привнесения ощутимой погрешности в расчёт [4, 5].

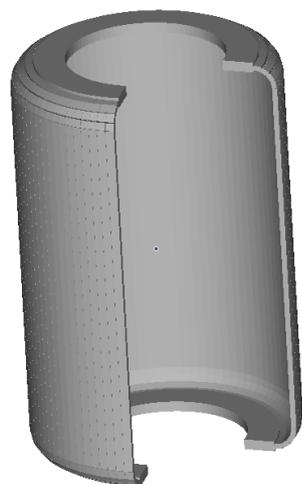


Рис. 1. Геометрия объекта

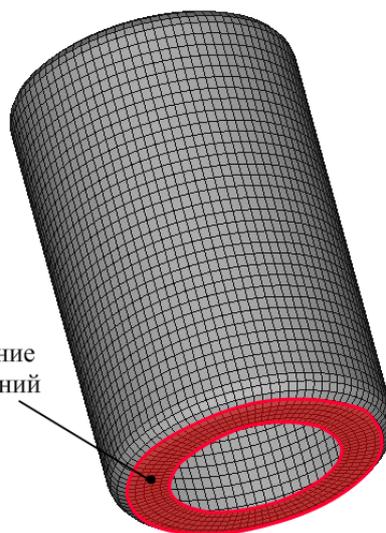


Рис. 2. Конечно-элементная модель пневмоподушки с граничными условиями

Граничными условиями для рассматриваемой конечно-элементной модели (КЭМ) являлось ограничение перемещений нижней части пневмобаллона в местах крепления к балке через фланец. КЭМ пневмобаллона с граничными условиями представлена на рисунке 2.

В качестве силовых факторов рассматривались вертикальная нагрузка сжатия на верхнюю часть пневмобаллона от массы автобуса (с учётом массы пассажиров) и внутреннее давление в пневмобаллоне [6-10]. КЭМ пневмобаллона с действующими силовыми факторами представлена на рис.3.

На первом этапе, при описании свойств материала пневмобаллона использовалась гиперупругая модель несжимаемого материала, основанная на уравнениях Муни-Ривлина [11]

$$U(J_1, J_2) = \sum_{i+j=1} A_{ij} (J_1 - 3)^i (J_2 - 3)^j,$$

где энергия деформации U выражается через первый J_1 и второй J_2 инварианты деформаций, с введением упругих констант материала A_{10} и A_{01} . Последние имеют связь с модулем сдвига

$$2(A_{01} + A_{10}) = G.$$

Однако, применение такого подхода для анизотропного материала, каковым является материал пневмобаллона, дало неудовлетворительные.

На втором этапе материал рассматривался как композитный, с матрицей с резиновым наполнителем по методике, основанной на подходе Хальпин-Цая. В этом случае в моделируемый композиционный материал (рис.4) вводят дополнительные элементы наполнителя, свойства которого отличаются от свойств материала.

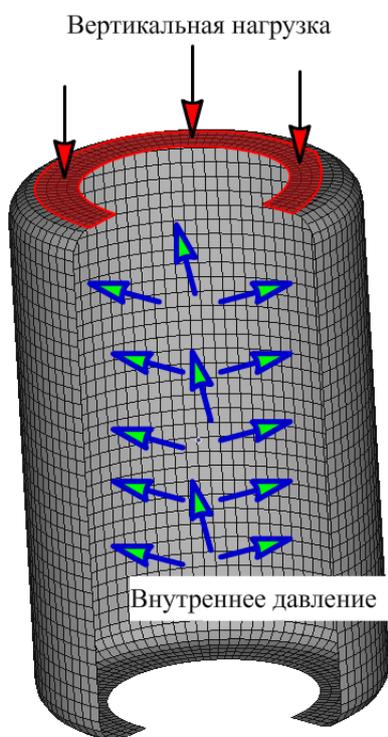


Рис. 3. КЭМ пневмобалона с нагрузками

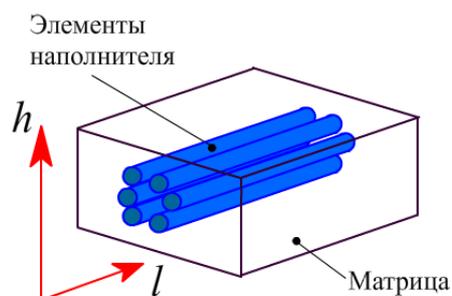


Рис. 4. Структура материала

Расчёт необходимых констант проводился с использованием уравнения смещения в виде

$$P_c = \xi(P_f v_f + P_m v_m) \quad (1)$$

Тогда уравнение Хальпин-Цая записывается как

$$P = P_m \frac{(1 + \xi \eta v_f)}{(1 - \eta v_f)}, \quad \text{где } \eta = \frac{(P_f - P_m)}{(P_f + \xi P_m)}, \quad (2)$$

где P представляют собой упругие свойства композиционного материала – модули упругости, коэффициенты Пуассона и сдвиговые модули для матрицы и наполнителя.

Используя уравнение смещения (1) и, приняв эмпирический коэффициент $\xi=1$, получим уравнения, качественно совпадающие с (2)

$$E_h = E_{hm} \frac{(1 + \xi \eta v_f)}{(1 - \eta v_f)}, \quad \text{где } \eta = \frac{(E_{hf} - E_{hm})}{(E_{hf} + \xi E_{hm})}.$$

Здесь E_{hm} – поперечный модуль упругости матрицы, E_{hf} – поперечный модуль упругости элементов наполнителя. Эмпирические коэффициенты для E_h , G_{lh} , G_{hh} можно вычисляются по формулам

$$\xi_{E_h} = 2 + 40v_f^{10}, \quad \xi_{G_{lh}} = 1 + 40v_f^{10}, \quad \xi_{G_{hh}} = \frac{1}{(4 - 3v_m)},$$

где v_m – коэффициент Пуассона связующего.

На рис. 5 представлены распределения деформаций в пневмобаллоне при действии описанных силовых факторов. Максимальная величина деформаций – 2,6 мм в верхней части пневмобаллона.

На рис.6 представлен закон распределения эквивалентных напряжений (по гипотезе Мизеса). Максимальные напряжения возникают в области посадки пневмоподушки на нижнюю опору и не превышают 100 МПа.

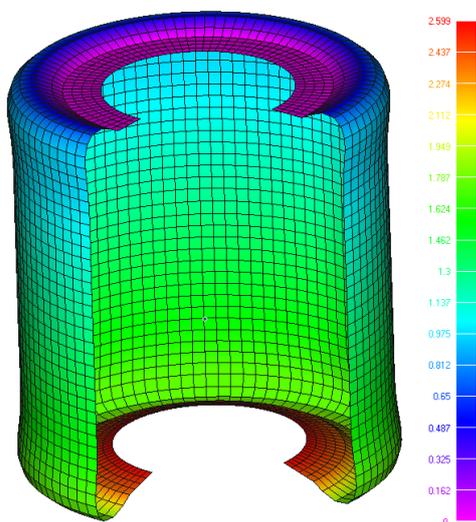


Рис. 5. Распределение деформаций в пневмобаллоне, мм

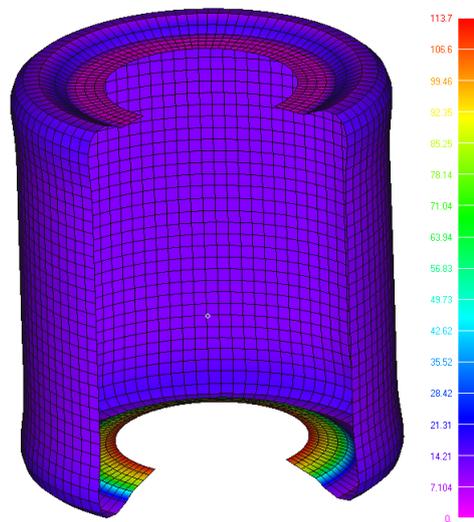


Рис. 6. Распределение эквивалентных напряжений в пневмобаллоне, МПа

2. Определение упруго-демпфирующих характеристик пневмобаллона

С целью исследования упругих и демпфирующих характеристик пневматического рукавного элемента щелкающего типа размерности 370-230 и оценки эффективности использования данного пневмоэлемента, в ОАО «ФИИЦ М» были проведены натурные испытания.

Объектом исследования являлся пневматический резинокордный рукавный элемент диафрагменного типа Taurus 370-230, показанный на рис. 7. Пневмобаллон предназначен для эксплуатации в подвесках автобусов, грузовых автомобилях и других ТС с полной

массой свыше 10 тонн. Допускается эксплуатация во всех климатических зонах при температуре окружающей среды от -45°C до $+55^{\circ}\text{C}$. Давление соответствующее статической нагрузке в рабочем положении $5,0 \pm 0,5 \text{ кг/см}^2$. Давление соответствующее максимальной нагрузке в рабочем положении $7,0 \pm 0,5 \text{ кг/см}^2$.

В качестве испытательной установки использовался стенд для испытаний шин СИБ-1М ОАО «ФИИЦ М», переоборудованный под испытания пневмобаллонов.

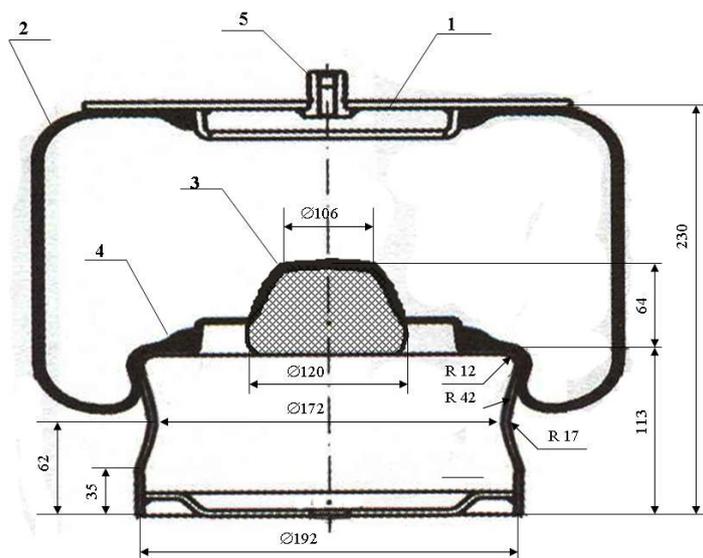


Рис. 7. – Вид рукавного пневматического элемента Taugus 370-230 в разрезе.

1-крышка верхняя; 2-резинокордный рукавный пневматический элемент диафрагменного типа; 3-резиновый амортизатор (отбойник); 4-поршень (стакан) сложной вогнутой формы; 5-нипель для воздуха.

Для определения программы испытаний и вариантов нагружения проводилась предварительная обжимка пневмобаллона на давлениях воздуха $P_w = 1 \text{ var}$ в самом верхнем устойчивом положении баллона, в среднем рабочем положении, когда поршень вдавливался до уровня минимального диаметра, и в самом нижнем положении, когда верхняя крышка касалась отбойника. Аналогичные положения реализовывались для внутреннего давления воздуха $P_w = 3 \text{ var}$ и $P_w = 5 \text{ var}$.

Рабочее положение определялось по среднестатистическому предварительному поджатию пневмоэлементов из практики заводских и лабораторных испытаний, которое для рукавного типа составляет 77% от максимальной деформации [8, 12, 13].

Для данного рукавного пневмоэлемента оно составляет

$$f_{\text{раб}} = 240 - 0,77 \cdot 240 = 55 \text{ мм} \quad (H_{\text{раб}} = 385 \text{ мм}).$$

Это положение выбрано в качестве рабочего при котором и устанавливалось давление воздуха. При установке рабочего давления $P_w = 5 \text{ bar}$ конечное давление составляет $P_m^{\max} = 8,6 \text{ bar}$. Это превышает предельно допустимое давление $P_{w\text{дон}} = 7 \text{ bar}$, поэтому положение $H_{\text{раб}} = 385 \text{ мм}$ и $P_{w\text{раб}} = 5 \text{ bar}$ можно считать максимально допустимым для проведения испытаний.

Зависимость относительного коэффициента рассеяния энергии в пневмобаллоне после обработки экспериментальных данных получена в виде

$$\Psi = 0,082 + 0,005 P_w^{1,9}$$

где $0,082$; $0,005 \text{ bar}^{-1,9}$; $1,9$ – постоянный для пневмоэлемента 370-230 коэффициент; P_w , bar – рабочее давление воздуха в пневмоэлементе.

Коэффициент поглощения энергии $\Psi_{\text{п}}$, логарифмический декремент затухания δ и относительный коэффициент рассеяния энергии Ψ связаны между собой зависимостью в соответствии с работой [14, 15].

По зависимостям нагрузки G_z от хода сжатия H и деформации пневмоэлемента f строились нагрузочные характеристики $G_z = \beta(H)$ и $G_z = \beta(f)$, рис. 8 и 9.

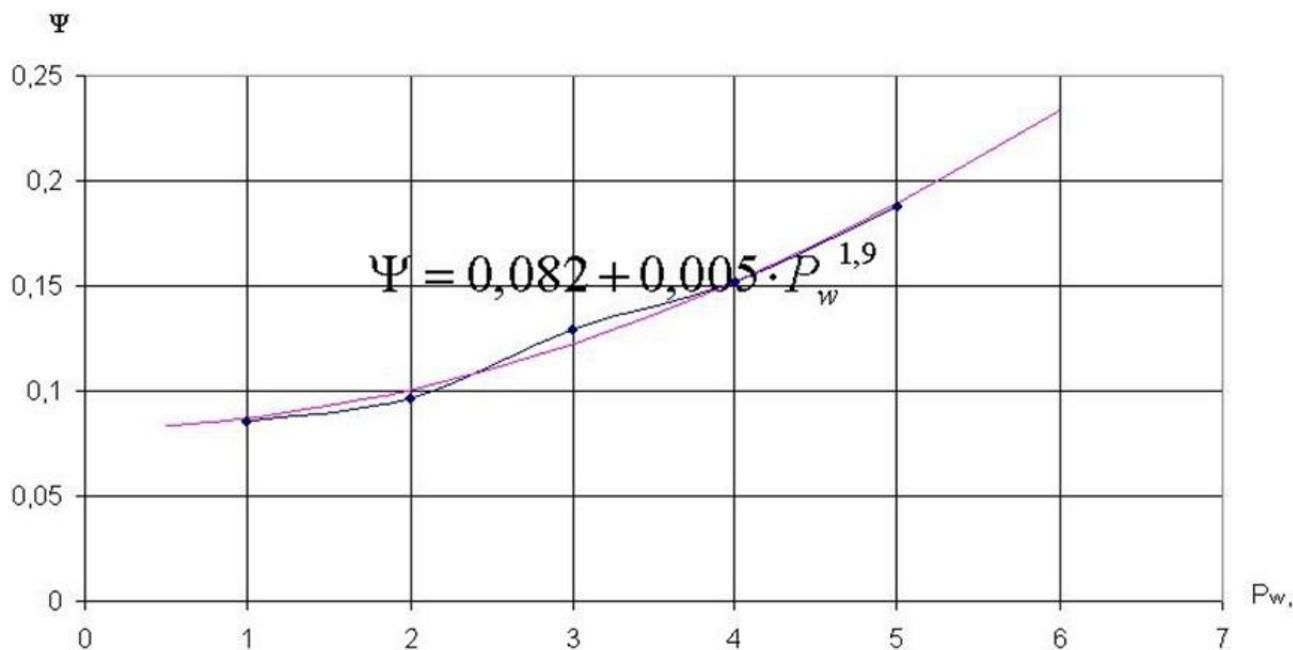


Рис. 8. Зависимость коэффициента демпфирования от давления воздуха

Жесткость C пневмоэлемента определяется по формуле, справедливой для всех упругих элементов [16]:

$$C = \frac{\Delta G_z}{\Delta H_z} = \frac{\Delta G_z}{\Delta f}, \left[\frac{\text{кН}}{\text{м}} \right]$$

где ΔG_z – приращение нормальной нагрузки на пневмоэлемент, кН; ΔH_z – приращение хода сжатия, м; Δf – приращение осевой деформации пневмоэлемента, м.

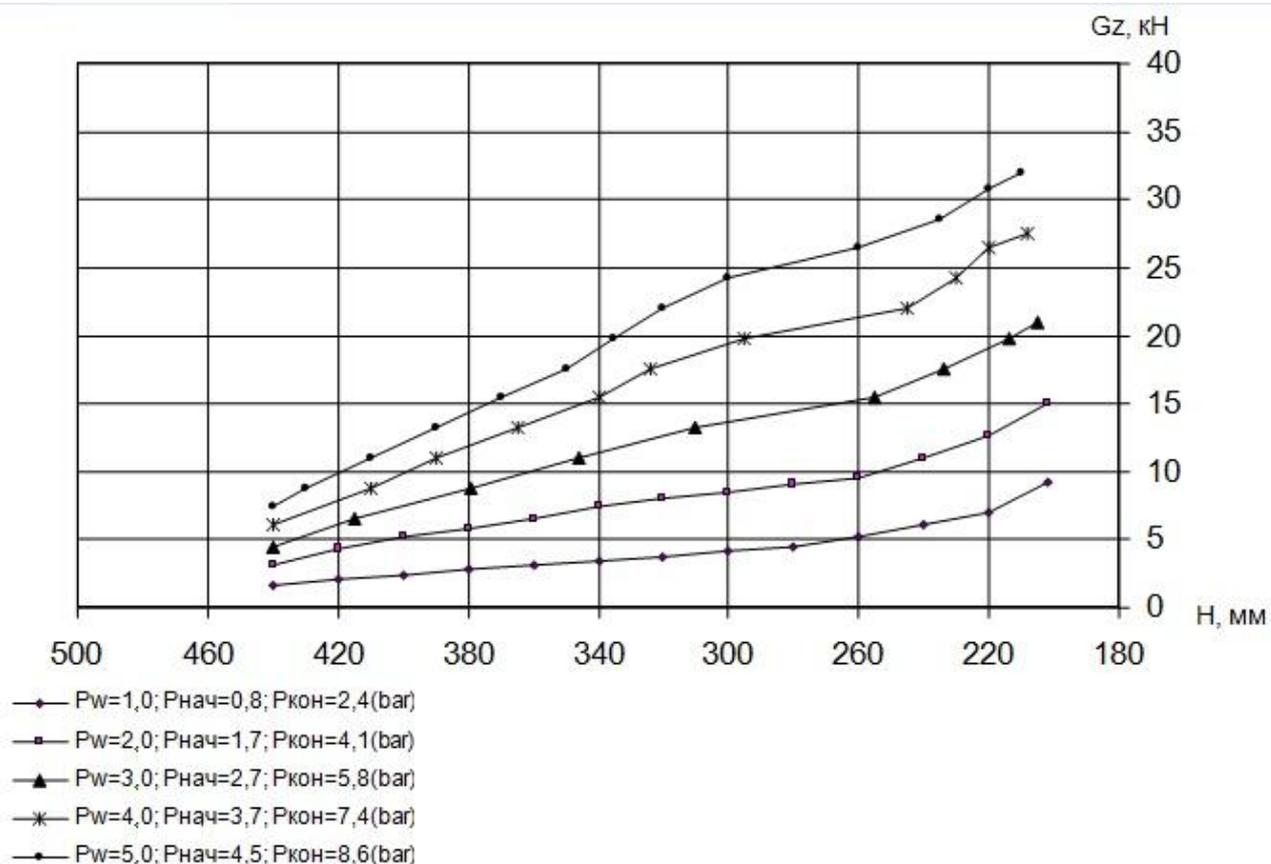


Рис. 9. Нагрузочная характеристика пневмоэлемента

Зависимости осевой жесткости C пневмоэлемента рукавного типа при переменных рабочих давлениях воздуха от деформации f приведены на рис. 10. Анализ формы кривой $C = \beta(f)$ позволяет представить ее в виде эмпирической зависимости

$$C = C_0 + \frac{\Delta G_f}{f}, \text{кН/м,}$$

где C_0 – постоянная для данного рукавного пневмоэлемента жесткость, при которой деформация $f \rightarrow \infty$, имеющая размерность [кН/м] при рабочем давлении воздуха P_w ; ΔG_f – постоянная величина для данного рукавного пневмоэлемента, имеющая размерность силы [кН] при фиксированном рабочем давлении P_w ; f – осевая деформация пневмоэлемента, м.

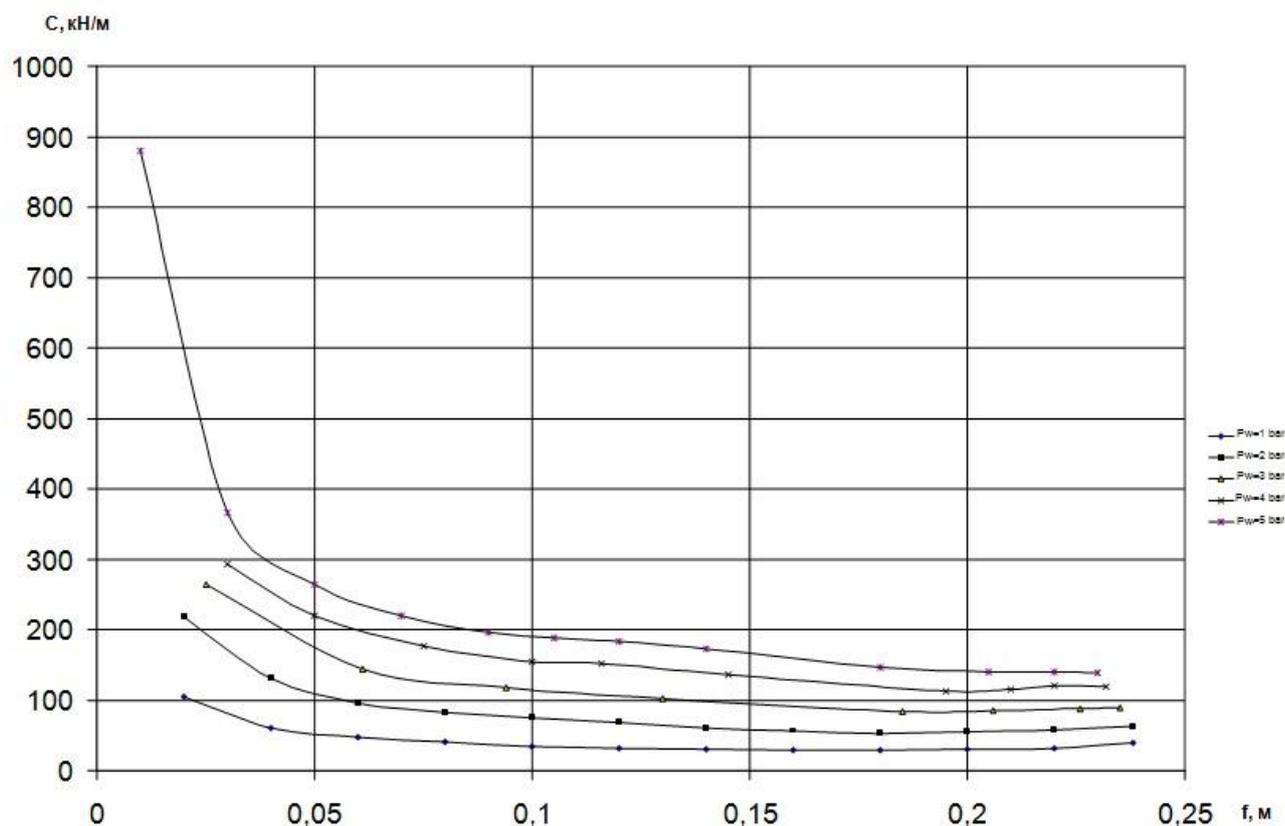


Рис. 10. Зависимость радиальной жесткости от радиальной деформации

Пример графика зависимости $C = \beta(f)$ в численном виде после математической обработки приведены на рисунках 11.

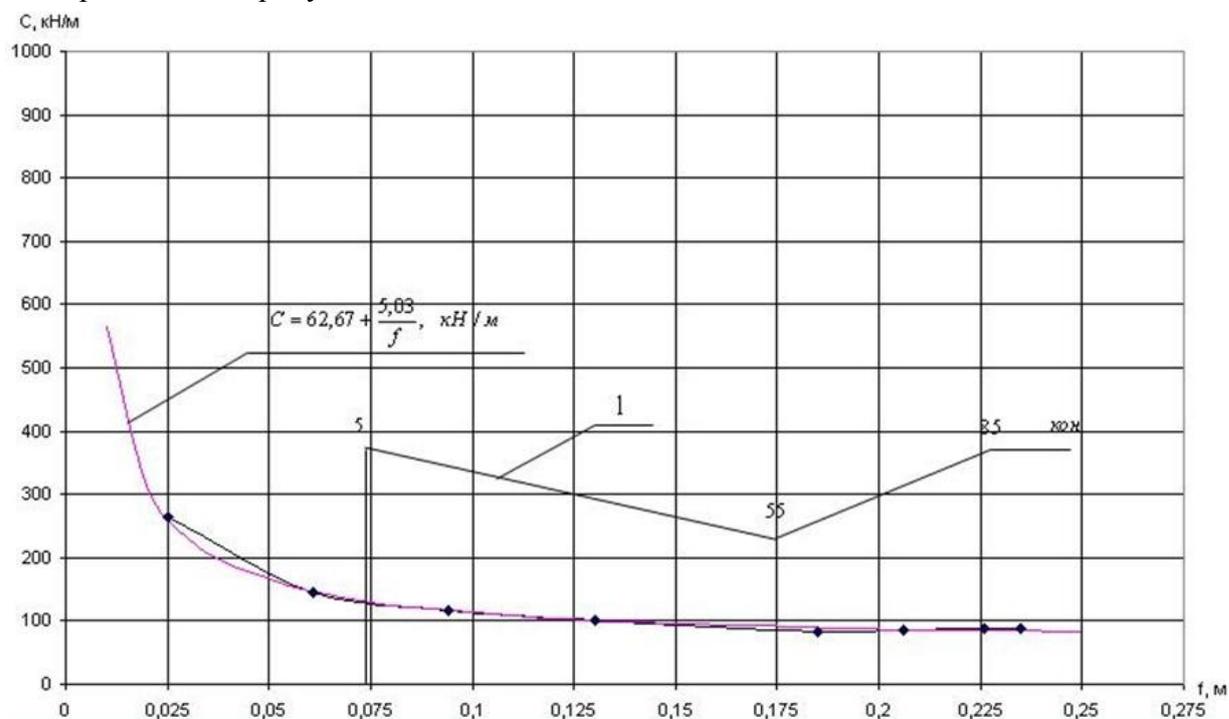


Рис. 11. График зависимости жесткости пневмоэлемента от прогиба

Заключение

Таким образом, при проведении численного эксперимента удалось достаточно корректно подобрать оптимальную модель описания материала пневмобалона городского автобуса, соответствующую экспериментальным данным. Построенная модель может быть успешно применена при проектировании новых ТС.

По результатам натурного эксперимента можно сделать следующие выводы:

1) В результате испытаний пневмобалона 370-230 BL121 Taugus получены полуэмпирические зависимости жесткости C пневмоэлемента от деформации f и относительного коэффициента рассеяния энергии Y в зависимости от давления воздуха.

2) Наибольшая жесткость пневмобалона выявлена при деформации $f = 75$ мм в момент огибания, или перегиба, резинокордной оболочкой угла верхней горизонтальной плоскости и верхней конической поверхности на радиусе 12 мм. Для снижения жесткости необходимо увеличить радиус скругления до 30...45 мм. После огибания верхнего угла зависимость жесткости C от прогиба f рессоры имеет плавно падающую характеристику до удара в отбойник на всех исследованных рабочих давлениях воздуха

3) При увеличении рабочего давления воздуха и увеличении нагрузки, коэффициенты рассеяния энергии Ψ , поглощения энергии Ψ_{II} и логарифмический декремент затухания δ будут увеличиваться в степени 1,9 увеличения рабочего давления воздуха. Для магистральных транспортных средств автобусов и грузовых автомобилей резинокордная оболочка работоспособна на давлениях воздуха $P_w = 5,6$ и $7,0$ bar, так как ход рессоры имеет относительно малую величину.

Для ТС, работающих на бездорожье и армейских машин высокой проходимости, для повышения работоспособности пневморессоры необходимо стремиться к снижению рабочего давления воздуха до 3,0 ,4,0 bar увеличением габаритов пневморессоры, то есть установкой более грузоподъемной рессоры.

4) Пневмобалон, имея диапазон регулирования жесткости от 27,9 кН/м при рабочем давлении воздуха 1,0 bar до 142кН/м при рабочем давлении воздуха 5,0 bar, обеспечивает по сравнению с обыкновенной рессорой, практически постоянную частоту колебаний от 1,6 до 1,1 Гц, независимо от нагрузки или степени заполнения автобуса пассажирами, имеет меньшую чувствительность к толчкам и вибрациям и лучшую защиту металлоконструкции рамы и корпуса автобуса от воздействия микропрофиля дороги.

5) Все полученные данные ценны при моделировании НДС элементов конструкции и машины в целом, служат для оптимизации надежности и прочности. Полученные резуль-

таты могут быть распространены для исследования и расчетной оценки НДС, динамической нагруженности других аналогичных конструкций мобильных машин.

Список литературы

1. Lee J.-H., Kim K.-J. Modeling of nonlinear complex stiffness of dual-chamber pneumatic spring for precision vibration isolations // *Journal of Sound and Vibration*. 2007. Vol. 301, no. 3. P. 909-926. DOI: [10.1016/j.jsv.2006.10.029](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2006.10.029)
2. Горобцов А.С., Новиков В.В., Солоденков С.В. Представление нелинейных элементов подвесок транспортных средств в компьютерных системах моделирования динамики систем тел // *Вестник машиностроения*. 2005. № 6. С. 18-22.
3. Комар Д.В., Свистков А.Л., Шадрин В.В. Моделирование гистерезисных явлений при нагружении резин // *Высокомолекулярные соединения*. 2003. Т. 45, № 4. С. 692-696.
4. Рябов И.М., Чернышов К.В., Пылинская Т.В., Гасанов М.М., Абдулаев М.Ш., Гечекбаев Ш.Д. Математическое моделирование пневматической подвески транспортного средства с упругодемпфирующим приводом регулятора статического положения // *Современные технологии. Системный анализ. Моделирование*. 2009. № 3. С. 143-147.
5. Туренко А.М., Клименко В.І., Богомоллов В.О., Шилов А.І. Математична модель пневматичної пщвюки транспортних засобів // *Вісник Тернопільського ДТУ*. 2000. Т. 5, № 4. С. 124-127.
6. Акоюн Р.А. Пневматическое подрессоривание автотранспортных средств. Ч. 3. Львов: Вища школа, 1984. 240 с.
7. Новиков В.В., Рябов И.М., Чернышов К.В. Виброзащитные свойства подвесок автотранспортных средств: монография. Волгоград: ВолгГТУ, 2009. 339 с.
8. Проведение стендовых испытаний пневматического упругого элемента в виде резинокордной оболочки автобуса «Московит»: отчет о НИОКР / ОАО «ФИИЦ М». М., 2010. 94 с. № ГР 02201057221.
9. Yoshimura T., Takagi A. Pneumatic active suspension system for a one-wheel car model using fuzzy reasoning and a disturbance observer // *Journal of Zhejiang University Science*. 2004. Vol. 5, no. 9. P. 1060-1068.
10. Aver'yanov G. S., Khamitov R. N., Zubarev A. V., Kozhushko A. A. Dynamics of Controlled Pneumatic Shock-Absorber Systems for Large Objects // *Russian Engineering Research*. 2008. Vol. 28, no. 7. P. 640-642
11. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1991. 384 с.
12. Белоусов Б.Н., Меркулов И.В., Федотов И.В. Синтез динамической системы управления активными подвесками АТС // *Автомобильная промышленность*. 2004. № 4. С. 15-17.

13. Гогричани Г.В., Шипилин А.В. Переходные процессы в пневматических системах. М.: Машиностроение, 1986. 160 с.
14. Сорокин Е.С. К теории внутреннего трения при колебаниях упругих систем. М.: Госстройиздат, 1960. 122 с.
15. Nieto A.J., Morales A.L., Trapero J.R., Chicharro J.M., Pintado P. An adaptive pneumatic suspension based on the estimation of the excitation frequency // Journal of Sound and Vibration. 2011. Vol. 330, no. 9. P. 1891-1903. DOI: [10.1016/j.jsv.2010.11.009](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2010.11.009)
16. Новиков В.В., Дьяков А.С., Федоров В.А. Пневморессора с регулируемым по амплитуде и направлению воздушным демпфером // Автомобильная промышленность. 2007. № 10. С. 21-22.

Modelling of the Nonlinear Pneumoelastic Element of the Passenger Bus Revisited

V.S. Nadezhdin^{1,*}, P.A. Krasavin¹,
F.A. Faradjev¹, Z.A. Godgaev¹

*nadezhdinvladimir@gmail.com

¹Moscow State University of Mechanical Engineering (Mami), Moscow, Russia

Keywords: pneumoelastic element, an air bag of the clicking type

A bus is the most mass mode of transport and, in the near future, will remain like that. Therefore design of modern and advanced passenger buses is a relevant task. Virtual experiments, which allow a new design to be studied without manufacturing a prototype, lately have played an increasingly important part. In releasing new production such approach contributes to considerable saving time and resources. However, creation of the verified models requires an appropriate simulation of components and assemblies of the vehicle, considering all physic-mechanical properties of materials.

Simulation of the vehicle suspender of is one of the challenges. For passenger buses a pneumatic suspender can be considered to be the most acceptable as it is rather simple to provide a low floor in this case. However, it is necessary to simulate a nonlinear pneumoelastic element. This has been made in the work. As an object of study the pneumoelastic element of the clicking type was considered. Air bag modelling was carried out using various models of rubber on the basis of the natural experiment results. When conducting the experiment, operational loadings were provided such as an internal pressure and external axial load of compression applied to the top part of the air bag from the mass of the bus (taking into account the mass of passengers). As a result of experiment elastic damping characteristics of the pneumoelastic element were received. These characteristics were factored into model of a pneumatic balloon that allowed us to select correctly an optimum model for describing a material in accordance with experimental data.

The offered mathematical model of a pneumoelastic element can be successfully used in designing modern advanced vehicles.

References

1. Lee J.-H., Kim K.-J. Modeling of nonlinear complex stiffness of dual-chamber pneumatic spring for precision vibration isolations. *Journal of Sound and Vibration*, 2007, vol. 301, no. 3, pp. 909-926. DOI: [10.1016/j.jsv.2006.10.029](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2006.10.029)

2. Gorobtsov A.S., Novikov V.V., Solodenkov S.V. Representation of nonlinear elements for suspensions of transport vehicles in computer modeling systems of the bodies systems dynamics. *Vestnik mashinostroeniya*, 2005, no. 6, pp. 18-22. (English translation: *Russian Engineering Research*, 2005, vol. 25, no. 6, pp. 20-26).
3. Komar D.V., Svistkov A.L., Shadrin V.V. Simulation of Hysteresis Phenomena during Loading of Rubbers. *Vysokomolekulyarnye soedineniya*, 2003, vol. 45, no. 4, pp. 692-696. (English translation: *Polymer Science. Series B*, 2003, vol. 45, no. 3-4, pp. 96-99.).
4. Ryabov I.M., Chernyshov K.V., Pylinskaya T.V., Gasanov M.M., Abdulaev M.Sh., Gechekbaev Sh.D. Mathematical modeling of pneumatic suspension of vehicle with elastic-damping drive of controller of static position. *Sovremennyye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovanie*, 2009, no. 3, pp. 143-147. (in Russian).
5. Turenko A.M., Klimenko B.I., Bogomolov V.O., Shilov A.I. Mathematical model of pneumatic suspension of vehicles. *Visnik Ternopsh's'kogo DTU*, 2000, vol. 5, no. 4, pp. 124-127. (in Ukrainian).
6. Akopyan P.A. *Pnevmaticheskoe podressorivanie avtotransportnykh sredstv. Ch. 3* [Pneumatic cushion for vehicles. Part 3]. L'vov, Vishcha shkola Publ., 1984. 240 p. (in Russian).
7. Novikov V.V., Ryabov I.M., Chernyshov K.V. *Vibrozhachitnye svoystva podvesok avtotransportnykh sredstv* [Vibration-protection properties of suspensions of vehicles]. Volgograd, VolgSTU Publ., 2009. 339 p. (in Russian).
8. Provedenie stendovykh ispytaniy pnevmaticheskogo uprugogo elementa v vide rezinokordnoy obolochki avtobusa "Moskovit": otchet o NIOKR [Bench tests of pneumatic elastic element in the form of rubber-shell: report on scientific research works]. Moscow, JSC "FIICM", 2010. 94 p. (In Russian, unpublished).
9. Yoshimura T., Takagi A. Pneumatic active suspension system for a one-wheel car model using fuzzy reasoning and a disturbance observer. *Journal of Zhejiang University Science*, 2004, vol. 5, no. 9, pp. 1060-1068.
10. Aver'yanov G. S., Khamitov R. N., Zubarev A. V., Kozhushko A. A. Dynamics of Controlled Pneumatic Shock-Absorber Systems for Large Objects. *Russian Engineering Research*, 2008, vol. 28, no. 7, pp. 640-642
11. Navrotskiy K.L. *Teoriya i proektirovanie gidro- i pnevmoprivodov* [Theory and design of hydraulic and pneumatic drives]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1991. 384 p. (in Russian).
12. Belousov B.N., Merkulov I.V., Fedotov I.V. Synthesis of dynamic systems of control of active suspension of vehicles. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2004, no. 4, pp. 15-17. (in Russian).
13. Gogrichiani G.V., Shipilin A.V. *Perekhodnye protsessy v pnevmaticheskikh sistemakh* [Transient processes in pneumatic systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986. 160 p. (in Russian).

14. Sorokin E.S. *K teorii vnutrennego treniya pri kolebaniyakh uprugikh system* [Theory of internal friction when the oscillations of elastic systems]. Moscow, Gosstroyizdat Publ., 1960. 122 p. (in Russian).
15. Nieto A.J., Morales A.L., Trapero J.R., Chicharro J.M., Pintado P. An adaptive pneumatic suspension based on the estimation of the excitation frequency. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, vol. 330, no. 9, pp. 1891-1903. DOI: [10.1016/j.jsv.2010.11.009](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2010.11.009)
16. Novikov V.V., D'yakov A.S., Fedorov V.A. Pneumatic spring with adjustable amplitude and direction of the air damper. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2007, no. 10, pp. 21-22. (in Russian).