

11. Рыков С.П., Сапега М.В. Колесо повышенного демпфирования: пат. 2190539 С2 Рос. Федерация. № 2000122815/28; заявл. 01.09.00; опубл. 10.10.02, Бюл. № 2. 2 с.
12. Расчет на прочность деталей машин: справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. 4-е изд., доп. и перераб. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
13. Рыков С.П. Моделирование и оценка поглощающей и сглаживающей способности пневматической шины в расчетах подвески, плавности хода и поддрессирования автомобиля: моногр. Братск: БрГТУ, 2004. 124 с.
14. Рыков С.П. Разработка методов оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин при расчетах колебаний автомобиля: дис. ... канд. техн. наук. М., НАМИ, 2000. 318 с.
15. Рыков С.П. Методы моделирования и оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчетах подвески и колебаний колесных машин: дис. ... д-ра техн. наук. М.: НАТИ, 2005. 430 с.

References

1. Mazur V.V., Gaylish A.V. Automobile wheels with airless tires // Avtotransportnoe predpriyatie. 2011. № 12. S. 36-38.
2. Mazur V.V. Technology of manufacturing the automobile tires with flexible deformable spokes made of flexible polyurethane // Avtotransportnoe predpriyatie. 2010. № 5. S. 27-29.
3. Mazur V.V., Gaylish A.V., Enev A.A. Automobile wheels with airless tires // Avtomobil'naya promyshlennost'. 2012. № 7. S. 10-12.
4. Mazur W.W. Samochodowe koła z bezpowietrznymi szynami // Nauka i studia, 2013. № 7. С. 5-9.
5. Mazur V.V. Automobile wheels with airless tires // Papers of the 3rd International Scientific Conference «European Applied Sciences: modern approaches in scientific researches». - Stuttgart, 20-21 May 2013. С. 38-40.

6. Mazur V.V. Experimental determination of characteristics elasticity of car wheels with airless tyres // The collection includes 3rd International Conference on Science and Technology. London. 17-18 June, 2013. С. 40-46.
7. Rykov S.P. The experimental studies of the absorbing and smoothing ability of pneumatic tires: a testing system, experimental techniques and data processing: monogr. Bratsk: BrGTU, 2004. 322 s.
8. Mazur V.V. The technique to determine stiffness and non-elastic resistance of the automobile tire and the stand to test tires: pat. 2382346 Ros. Federatsiya. № 2008148407/11, yayavl. 08.12.08; opubl. 20.02.10, Byul. № 5.
9. Rykov S.P., Khozyashev I.A., Teterin S.N., Snitsarev A.V. A wheel with internal polymer spring: zayavka na pat. Ros. Federatsii. № 2012129401/20.
10. Rykov S.P., Khozyashev I.A., Teterin S.N., Snitsarev A.V. An airless wheel with cushioning elements: zayavka na pat. Ros. Federatsii. № 2012129400/20.
11. Rykov S.P., Sapega M.V. A high damping wheel: pat. № 2190539 Ros. Federatsiya. 2000122815/28, yayavl. 01.09.00; opubl. 10.10.02, Byul. № 2. 2 s.
12. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. Stressing calculation of machine parts: spravochnik. M.: Mashinostroeniye, 1993. 640 s.
13. Rykov S.P. Modeling and estimation of the absorbing and smoothing ability of a pneumatic tyre in the calculations of a car's suspension, ride and cushioning: monogr. Bratsk: BrGTU, 2004. 124 s.
14. Rykov S.P. The development of the methods to evaluate the absorbing and smoothing ability of pneumatic tires while calculating a car's fluctuations: diss. ... kand. tekhn. nauk. M., 2000. 318 s.
15. Rykov S.P. The methods to simulate and assess the absorbing and smoothing ability of pneumatic tires while calculating the wheeled vehicles suspension and fluctuations: diss. ... d-ra. tekhn. nauk. M., 2005. 430 s.

УДК 629.11.012.813

Моделирование и оценка демпфирующей способности гидравлических амортизаторов

С.П. Рыков^a, В.Н. Тарасюк^b, В.С. Коваль^c, А.П. Куприянов^d

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия
^aRSP7-8-48@rambler.ru, ^bTVN66@yandex.ru, ^ckoval.supra@yandex.ru, ^dkupriyanov@mail.ru
 Статья поступила 14.08.2013, принята 10.11.2013

Гидравлический амортизатор в подвеске автомобиля выполняет функции основного гасящего элемента, поэтому от точности моделирования его способности демпфировать колебания в значительной степени будет зависеть качество оценки плавности хода и вибронгруженности автомобиля и, следовательно, сходимость результатов расчетов к данным натурных испытаний. В статье построение модели неупругого сопротивления в гидравлическом амортизаторе осуществляется с использованием математического аппарата эллиптической-степенной модели поглощающей способности пневматической шины, ранее разработанной и всесторонне теоретически и экспериментально апробированной. Это обосновывается анализом рабочих диаграмм различных амортизаторов, который позволяет выявить существенное сходство замкнутой кривой диаграммы с линией эллипса как на ходе сжатия, так и отдачи амортизатора. Причем, полуэллипсы совмещаются с осями координат, а их значения будут зависеть как от максимальной скорости, так и от амплитуды перемещения поршня. Оценка параметров модели неупругого сопротивления образца амортизатора осуществлялась путем статистической обработки замеров с экспериментальных диаграмм, построенных с различными размахами и скоростями поршня, в количестве, достаточном для обеспечения статистической достоверности результатов, с использованием методов регрессионного анализа. Эксперимент проводился на гидропульсационном стенде кафедры «Автомобильный транспорт» Братского государственного университета. Анализ экспериментальных диаграмм показывает, что амплитудное значение силы сопротивления гидравлического амортизатора как на ходе сжатия, так и отдачи, практически не зависит от амплитудных значений хода поршня. Т. е. можно принять, что соответствующие показатели степени равны нулю, а зависимость амплитудного значения силы сопротивления амортизатора от амплитудных значений скорости поршня носит характер степенной функции. Это подтверждает правильность положений, принятых при разработке математической модели.

Ключевые слова: гидравлический амортизатор, демпфирующая способность, испытания, эллиптическо-степенная модель, гидропульсационный стенд.

Modeling and assessment of hydraulic shock absorber damping capacity

S.P. Rykov^a, V.N. Tarasyuk^b, V.S. Koval'c, A.P. Kupriyanov^d

Bratsk State University, 40 Makarenko St, Bratsk, Russia

^aRSP7-8-48@rambler.ru, ^bTVN66@yandex.ru, ^ckoval.supra@yandex.ru, ^dkupriyanov@mail.ru

Received 14.08.2013, accepted 10.11.2013

A hydraulic shock absorber in the vehicle suspension acts as a major damping element. That is why the assessment of the ride quality and vehicle vibration loading and, therefore, the convergence of the calculation results and the field tests data will depend on the modeling accuracy of its damping capacity. In the paper, the construction of the inelastic resistance model in the hydraulic shock absorber is carried out using mathematical tools of the elliptic power-law model of the pneumatic tire absorption capacity, which was previously developed and thoroughly theoretically and experimentally proven. This is justified by the analysis of the operating charts of different shock absorbers, which reveals significant similarity of the closed curve chart and an ellipse line both on the compression stroke and the shock absorber rebound. Besides, semi-diameters of semi-ellipses match with the coordinate axes, and their values will depend on the maximum speed and the piston movement amplitude. The assessment of the inelastic resistance parameters of the absorber's sample model was conducted by statistical processing of experimental measurements diagrams constructed for different piston peak-to-peak values and speed and in the amount sufficient to provide statistical reliability of the results using the regression analysis techniques. The experiment was conducted on the hydro-pulsating test desk of the Motor Transport Department of Bratsk State University. The analysis of the experimental diagrams shows that the peak value of the drag force both during the compression stroke and the shock absorber rebound does not depend on the amplitude values of the piston stroke, i.e. it can be assumed that the respective exponents are equal to zero. The dependence of the drag force peak value on the piston speed amplitude values is the power function in nature. This confirms the correctness of the provisions adopted in the mathematical model development.

Keywords: hydraulic shock absorber, damping capacity, testing, elliptic power-law model, hydro-pulsating test desk.

Введение. Моделирование неупругого сопротивления (демпфирующей способности) в гидравлических амортизаторах, осуществляемое в настоящее время в большинстве исследований только по рабочим характеристикам, т. е. вторичным, при построении которых как по рабочим диаграммам, так и экспериментально, допускаются существенные неточности, не дает достаточно адекватного представления о реально поглощенной и рассеянной амортизаторами энергии за цикл колебательного движения автомобиля.

Но, поскольку гидравлический амортизатор в подвеске автомобиля выполняет функции основного гасящего элемента, от точности моделирования его способности демпфировать колебания в значительной степени будет зависеть качество оценки плавности хода и вибронегруженности автомобиля и, следовательно, сходимости результатов расчетов к данным натурных испытаний.

Постановка и решение задачи. Анализ рабочих диаграмм различных амортизаторов позволяет выявить существенное сходство замкнутой кривой диаграммы с линией эллипса как на ходе сжатия, так и отдачи амортизатора. Причем, полуэллипсы (вернее, полуэллипсов) совмещаются с осями координат P_a и s , а их значения будут зависеть как от максимальной скорости V_n , так и от амплитуды S перемещения поршня (рис. 1).

Следовательно, для построения модели неупругого сопротивления в гидравлическом амортизаторе можно использовать математический аппарат эллиптическо-

степенной модели поглощающей способности пневматической шины, разработанной и всесторонне теоретически и экспериментально апробированной в исследованиях [1, 2, 3, 4].

Тогда уравнения кривых рабочей диаграммы могут быть записаны в следующем виде:

на ходе сжатия –

$$P_{ac} = H_a S^{\lambda} V_n^{l'} \sqrt{1 - \left(\frac{s}{S}\right)^2} \text{sign } v_n, \quad (1)$$

на ходе отдачи –

$$P_{ao} = H'_a S^{\lambda'} V_n^{l'} \sqrt{1 - \left(\frac{s}{S}\right)^2} \text{sign } v_n,$$

где P_{ac} , P_{ao} – текущие значения силы сопротивления амортизатора на ходе сжатия и отдачи; s , S – текущее и амплитудное значения перемещения поршня; V_n – амплитудное значение скорости поршня; $H_a, \lambda, l, H'_a, \lambda', l'$ – коэффициенты, выражающие степень проявления демпфирующей способности амортизатора.

Поскольку ввод новой модели демпфирующей способности амортизатора вида (1) в дифференциальные уравнения движения колебательных систем автомобиля, в силу своей нелинейности, приводит к значительным вычислительным трудностям, то целесообразно упростить ее математическое описание при условии

сохранения всех оценочных параметров, т. е. $H_a, H'_a, \lambda, \lambda', l, l'$.

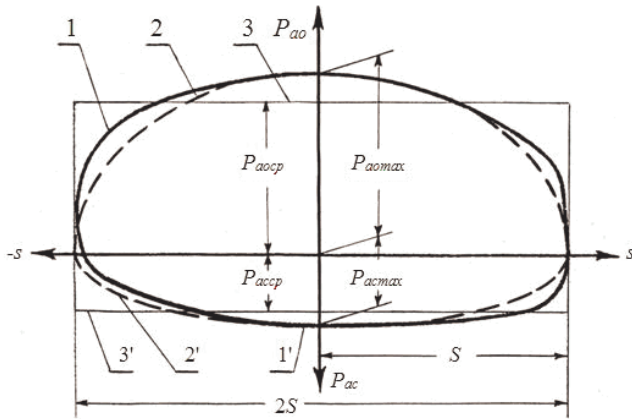


Рис. 1. Рабочая диаграмма амортизатора фирмы «Телафло» и ее аппроксимация уравнениями полуэллипсов: 1, 1' – кривые рабочей диаграммы; 2, 2' – линии аппроксимирующих полуэллипсов; 3, 3' – линии осредненных сил сопротивления на ходе сжатия и отдачи; $P_{аср}$, $P_{аср'}$ – осредненные значения сил сопротивления на ходе сжатия и отдачи; $P_{аоах}$, $P_{аоах'}$ – амплитудные значения сил сопротивления на ходе сжатия и отдачи; S – амплитудное значение хода поршня

Используя методы линеаризации и энергетического баланса, можно получить выражения для коэффициентов сопротивления амортизатора, эквивалентных вязкому:

на ходе сжатия –

$$k_{асз} = \frac{2H_a S_0^{\lambda+l-1} p^{l-1}}{\lambda+l+1}, \quad (2)$$

на ходе отдачи –

$$k_{аоз} = \frac{2H'_a S_0^{\lambda'+l'-1} p^{l'-1}}{\lambda'+l'+1},$$

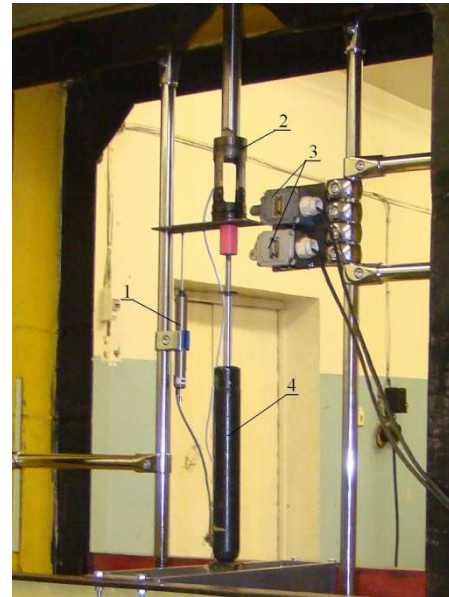
где S_0 – некоторое фиксированное значение амплитуды перемещения поршня амортизатора (согласно ОСТ 37.001.084-76 можно принять $S_0 = 50$ мм); p – круговая частота гармонического воздействия на амортизатор.

Оценка параметров модели неупругого сопротивления образца амортизатора осуществлялась путем статистической обработки замеров с экспериментальных диаграмм, построенных с различными размахами и скоростями поршня и в количестве, достаточном для обеспечения статистической достоверности результатов, с использованием методов регрессионного анализа. Методика оценки параметров аналогичной модели – ЭСМ поглощающей способности шины подробно изложена в работе [5].

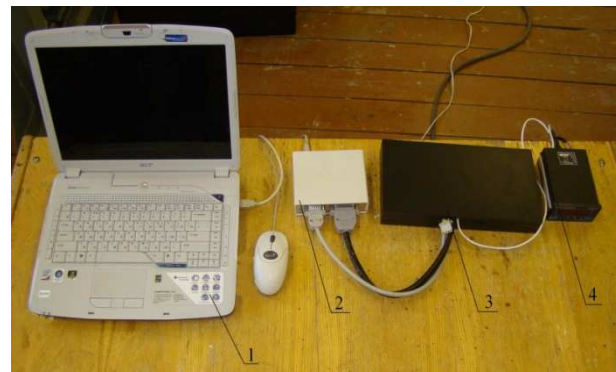
Эксперимент. Эксперимент проводился на гидропульсационном стенде кафедры «Автомобильный транспорт» Братского государственного университета, общий вид и информационно-измерительная система которого приведены на рис. 2.

Назначение, описание конструкции и технические возможности гидропульсационного стенда приведены в работе [6].

Программа стендовых испытаний выбранного амортизатора (двухтрубный масляный амортизатор СААЗ для задней подвески легковых автомобилей типа ГАЗ-3110) предусматривала его испытания в режиме динамического нагружения при изменении параметров колебаний (частоты и амплитуды) с целью проверки адекватности описания экспериментальных рабочих диаграмм уравнениями модели (1) и оценки параметров этой модели.



a)



б)

Рис. 2. Гидропульсационный стенд: а) – общий вид стенда (1 – датчик перемещений LPS-100S; 2 – датчик сил; 3 – концевые выключатели; 4 – испытуемый амортизатор); б) – информационно-измерительная система стенда (1 – ноутбук; 2 – аналого-цифровой преобразователь ЛА-20USB; 3 – коммутационный блок; 4 – тензоусилитель DN-10W)

На рис. 3 и 4 приведены образцы рабочих диаграмм испытуемого амортизатора при варьировании одного из двух параметров (частоты нагружения f или амплитуды хода поршня S) и фиксировании на определенном уровне другого.

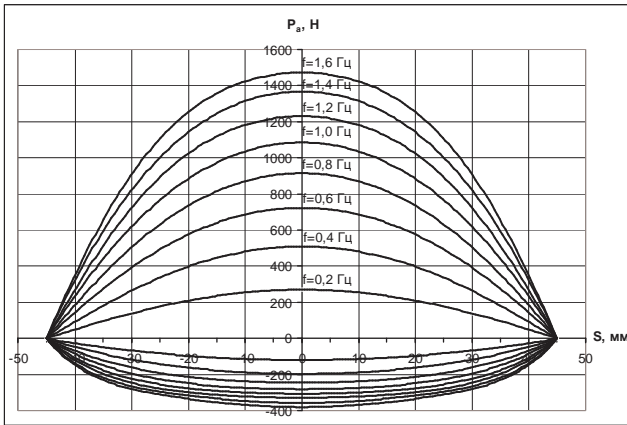


Рис. 3. Экспериментальные рабочие диаграммы амортизатора СААЗ при изменении частоты нагружения f от 0,2 Гц до 1,6 Гц и фиксированном значении амплитуды хода поршня $S = 90$ мм

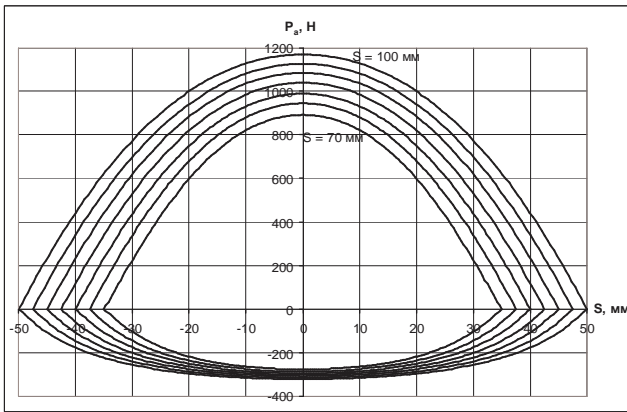


Рис. 4. Экспериментальные рабочие диаграммы амортизатора СААЗ при изменении амплитуды хода поршня S от 70 мм до 100 мм и фиксированном значении частоты нагружения $f = 1$ Гц

Результаты обработки рабочих диаграмм испытуемого амортизатора, построенных в первой серии экспериментов, представлены на рис. 5 и 6.

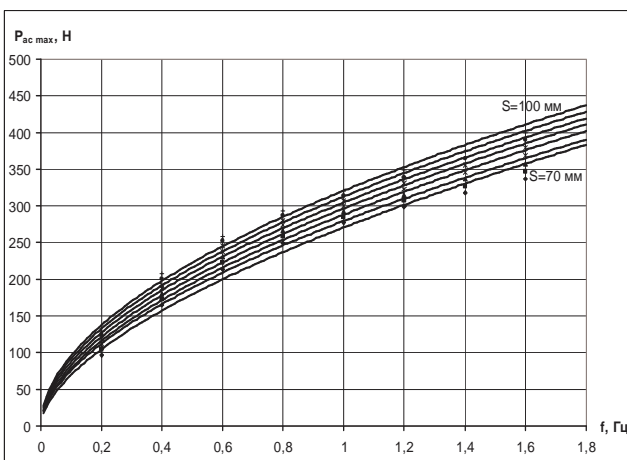


Рис. 5. Результаты обработки рабочих диаграмм амортизатора СААЗ для хода сжатия ($S = var; f = const$): $P_{ac max}$ – амплитудные значения силы сопротивления амортизатора на ходе сжатия

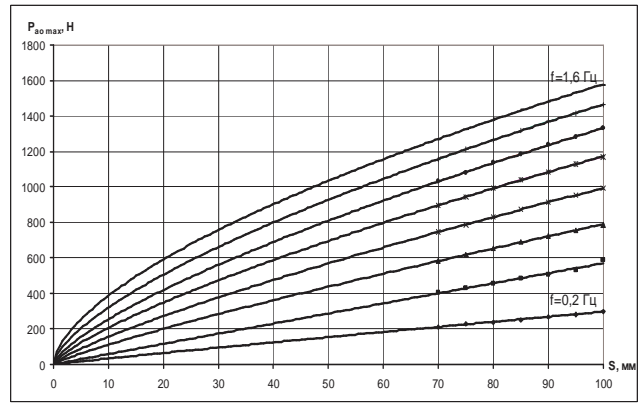


Рис. 6. Результаты обработки рабочих диаграмм амортизатора СААЗ для хода отдачи ($f = var; S = const$): $P_{ac max}$ – амплитудные значения силы сопротивления амортизатора на ходе отдачи

Анализ двух последних диаграмм показывает, что амплитудное значение силы сопротивления амортизатора P_{amax} зависит как от частоты нагружения f , так и от амплитуды хода поршня S . Но разброс P_{amax} при варьировании значений амплитуды хода поршня для фиксированных значений частоты нагружения амортизатора значительно меньше во всем диапазоне испытаний, от 0,2 Гц до 1,8 Гц (рис. 5), в сравнении с разбросом P_{amax} при варьировании значений частоты нагружения амортизатора для фиксированных значений амплитуды хода поршня в диапазоне 70...100 мм (рис. 6).

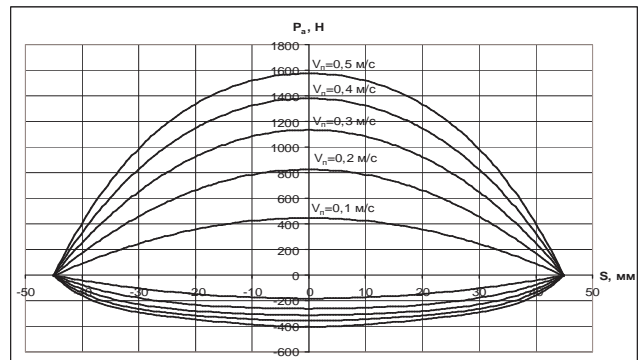


Рис. 7. Рабочие диаграммы амортизатора СААЗ, построенные при изменении амплитудного значения скорости поршня V_n от 0,1 м/с до 0,5 м/с и фиксированном значении амплитуды хода поршня $S = 90$ мм

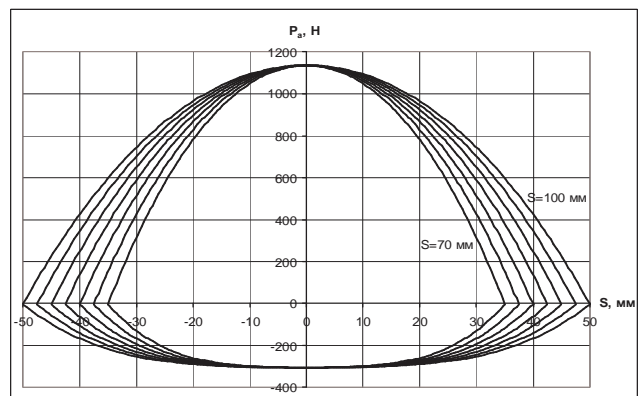


Рис. 8. Рабочие диаграммы амортизатора СААЗ, построенные при изменении амплитудного значения хода поршня S от 70 мм до 100 мм и фиксированном значении амплитудного значения скорости поршня $V_n = 0,3$ м/с

Результаты. Если рабочие диаграммы (рис. 3, 4) перестроить таким образом, чтобы варьируемыми параметрами стали амплитудные значения скорости V_n и хода S поршня, то они будут выглядеть следующим образом (рис. 7 и 8).

Результаты обработки перестроенных рабочих диаграмм испытуемого амортизатора представлены на рис. 9 и 10.

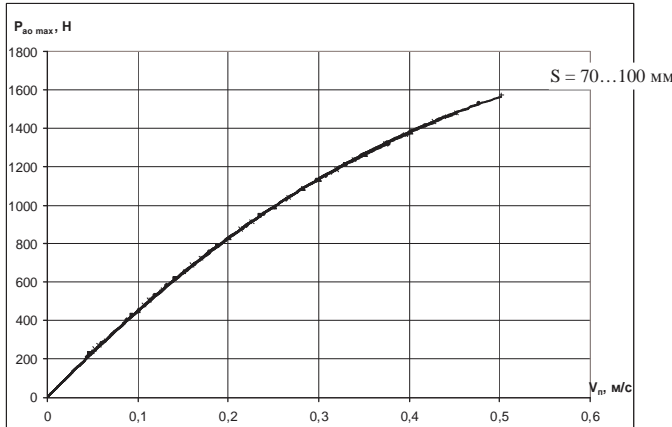


Рис. 9. Результаты обработки перестроенных рабочих диаграмм амортизатора СААЗ для хода отдачи ($S = var$; $V_n = const$): $P_{ao\max}$ – максимальные значения силы сопротивления амортизатора на ходе отдачи

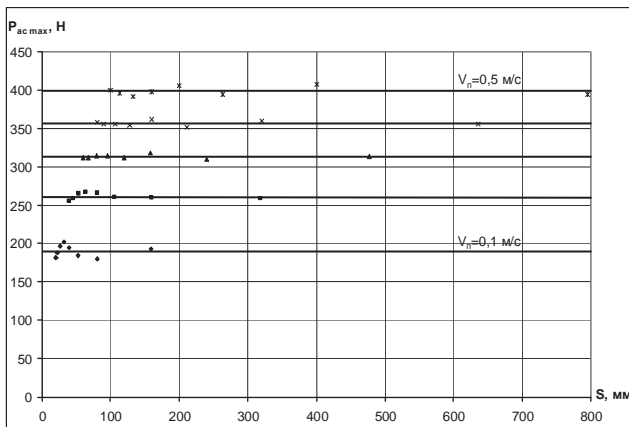


Рис. 10. Результаты обработки перестроенных рабочих диаграмм амортизатора СААЗ для хода сжатия ($V_n = var$; $S = const$): $P_{ac\max}$ – максимальные значения силы сопротивления амортизатора на ходе сжатия

Выводы

Анализ этих диаграмм показывает, что амплитудное значение силы сопротивления гидравлического амортизатора P_{amax} ($P_{ac\max}$, $P_{ao\max}$) как на ходе сжатия, так и отдачи практически не зависит от амплитудных значений хода поршня S . Т. е. можно принять, что показатели степени λ и λ' равны нулю, а зависимость P_{amax} от амплитудных значений скорости поршня V_n носит характер степенной функции. Что подтверждает правильность положений, принятых при разработке математической модели (1).

Построение линии регрессии на диаграмме (рис. 9) для хода сжатия и отбоя с использованием метода наи-

меньших квадратов позволяет определить параметры модели (1) испытуемого амортизатора СААЗ.

$$\text{Для хода сжатия: } H_a = 618 \frac{H}{(m/c)^{0,56}}; l = 0,56; \lambda = 0;$$

текущее значение силы сопротивления амортизатора:

$$P_{ac} = 618 \cdot V_n^{0,56} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{s}{S}\right)^2} \cdot \text{sign } v_n.$$

$$\text{Для хода отдачи: } H'_a = 3041 \frac{H}{(m/c)^{0,83}}; l' = 0,83; \lambda' = 0;$$

текущее значение силы сопротивления амортизатора:

$$P_{ao} = 3041 \cdot V_n^{0,83} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{s}{S}\right)^2} \cdot \text{sign } v_n.$$

Погрешность экспериментальных данных при максимальной скорости перемещения поршня:

относительная погрешность – $\gamma = \pm 7 \%$;

абсолютная погрешность – $\Delta = \pm 345 \cdot 10^{-4}$ м/с.

Погрешность адекватности линейной модели в конце диапазона составила

$$\Delta_m = t_{0,95} \cdot \sigma_\Sigma = 1,98 \cdot (\pm 73 \cdot 10^{-4}) = \pm 145 \cdot 10^{-4} \text{ усл. ед.}$$

Результаты исследования демфирующей способности гидравлических амортизаторов, которая определяется скоростью перетекания рабочей жидкости через клапанные устройства, т. е. фактически зависит как от конструкции управляющих элементов, так и от вязкости жидкости, позволили разработать ряд конструкций амортизаторов с регулируемыми параметрами, адаптированных к низким температурам окружающей среды [7, 8, 9].

Литература

1. Рыков С.П. Разработка методов оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин при расчетах колебаний автомобиля // дис. ... канд. техн. наук. М.: НАМИ, 2000. 318 с.
2. Рыков С.П. Методы моделирования и оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчетах подвески и колебаний колесных машин: дис. ... докт. техн. наук. М.: НАТИ, 2005. 430 с.
3. Рыков С.П., Тарасюк В.Н., Жук Д.Ю. Эллиптическо-степенная модель поглощающей способности шины и ее приложение для оценки неупругого сопротивления в элементах поддрессоривания автомобиля // Проблемы шин и резинокордных композитов: материалы 18 симпозиума. М.: НИИШП, 2007. С. Т. 2. 136-145.
4. Рыков С.П. Моделирование и оценка поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчетах подвески, плавного хода и поддрессоривания автомобиля: моногр. Братск: БрГТУ, 2004. 124 с.
5. Рыков С.П. Экспериментальные исследования поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин: Испытательный комплекс, методики проведения экспериментов и обработки результатов: моногр. Братск: БрГТУ, 2004. 322 с.
6. Рыков С.П., Камнев А.В. Гидропульсационный стенд – универсальный комплекс для испытания и диагностики пневматических шин и элементов поддрессоривания автомобилей // Проблемы диагностики и эксплуатации автомобильного транспорта: материалы III междунар. науч.-практ. конф. Иркутск, 2011. С. 164 – 169.
7. Рыков С.П., Кадников С.С. Амортизатор гидравлический с регулируемой характеристикой: пат. 2316685 Рос. Федерация. № 2006123299/11; заявл. 29.06.06; опубл. 10.02.08, Бюл. № 4. 6 с.

8. Рыков С.П., Стемплевский П.Н., Хозяшев И.А. Амортизатор гидравлический с регулируемой характеристикой: пат. 2402703 Рос. Федерация. № 2009126288/11; заявл. 08.07.09; опубл. 27.10.10, Бюл. № 30. 7 с.

9. Рыков С.П., Куприянов А.П., Хозяшев И.А. Гидравлический амортизатор, адаптированный к низким температурам: пат. 2490529 Рос. Федерация. № 2011149926/11; заявл. 07.12.11; опубл. 20.08.13, Бюл. № 23. 5 с.

References

1. Rykov S.P. The development of the methods to evaluate the absorbing and smoothing ability of pneumatic tires while calculating a car's fluctuations: diss. ... kand. tekhn. nauk. M., 2000. 318 s.

2. Rykov S.P. The methods to simulate and assess the absorbing and smoothing ability of pneumatic tires while calculating the wheeled vehicles suspension and fluctuations: diss. ... doct. tekhn. nauk. M., 2005. 430 s.

3. Rykov S.P., Tarasyuk B.N., Zhuk D.Yu. Elliptical and power law model of the tire absorbing ability and its application to assess nonelastic resistance in the cushioning elements// Problemy shin rezinokordnykh

kompozitov: materialy 18 simpoziuma. M.: NIISHP, 2007. T. 2. S. 136-145.

4. Rykov S.P. Modeling and estimation of the absorbing and smoothing ability of a pneumatic tyre in the calculations of a car's suspension, ride and cushioning: monogr. Bratsk: BrGTU, 2004. 124 s.

5. Rykov S.P. The experimental studies of the absorbing and smoothing ability of pneumatic tires: a testing system, experimental techniques and data processing: monogr. Bratsk: BrGTU, 2004. 322 s.

6. Rykov S.P., Kamnev A.V. Hydropulsating test bench as a universal complex to test and diagnose the pneumatic tires and cushioning elements// Problemy diagnostiki i ekspluatatsii avtomobil'nogo transporta: materialy III mezhdunar. nauch.-prakt. konf. Irkutsk, 2011. S. 164-169.

7. Rykov S.P., Kadnikov S.S. Hydraulic shock-absorber with adjustable ability: pat. 2316685 C1 Ros. Federatsiya. № 2006123299/11; заявл. 29.06.2006; opubl. 10.02.2008. Byul. № 4. 6 s.

8. Rykov S.P., Stemplevsky P.N., Khozyashev I. A. Hydraulic shock-absorber with adjustable ability: pat. 2402703 C1 Ros. Federatsiya. № 2009126288/11; заявл. 08.07.2009; opubl. 27.10.2010. Byul. № 30. 7 s.

9. Rykov S.P., Kupriyanov A.P., Khozyashev I. A. Hydraulic shock-absorber adapted to low temperatures: 2490529 C1 Ros. Federatsiya. № 2011149926/11; заявл. 07.12.2011; opubl. 20.08.2013. Byul. № 25. 5 s.

УДК 62-253/-254

Расчетная оценка конструктивных элементов полиуретановых шин

В. В. Мазур^а, М.А. Мазур^б

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^аmazurvv@yandex.ru, ^бmarianne1973@yandex.ru

Статья поступила 9.09.2013, принята 10.11.2013

Простота и высокая эффективность колесного движителя как механизма для преобразования вращательного движения в поступательное обусловили его широкое применение на наземных машинах, в том числе и на автомобилях. Однако колесо с пневматической шиной имеет существенный недостаток, заключающийся в прекращении движения колесной машины при потере избыточного давления воздуха. Более того, потеря избыточного давления воздуха в пневматической шине традиционной конструкции при движении автотранспортного средства с высокой скоростью может привести к дорожно-транспортному происшествию с тяжелыми последствиями. Поэтому создание новых конструкций автомобильных безвоздушных шин из эластичных полимеров, способных повысить безопасность дорожного движения, а также разработка и совершенствование методик их расчета в настоящее время являются актуальными задачами. При финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации, в рамках научно-исследовательской работы «Создание безвоздушных шин для наземных транспортных средств» для решения поставленных задач была разработана математическая модель процесса радиального деформирования автомобильной безвоздушной шины с гибкими спицами из эластичных полиуретанов, которая позволяет на стадии проектирования колесного движителя оценить его упругие свойства и построить характеристики нормальной жесткости.

Ключевые слова: шины повышенной безопасности, боестойкие колеса, шины из эластичных полиуретанов, коэффициент нормальной жесткости, гибкие спицы, продольный изгиб.

Design and calculation of automobile airless tires

V.V. Mazur^а, M.A. Mazur^б

Bratsk State University, 40 Makarenko St, Bratsk, Russia

^аmazurvv@yandex.ru, ^бmarianne1973@yandex.ru

Received 9.09.2013, accepted 10.11.2013

The simplicity and high efficiency of a wheeled running gear as a mechanism for translating rotary motion into reciprocating one have made for its wide automotive application, including cars. However, a pneumatic tire has a significant disadvantage consisting in stopping the vehicle due to the loss of excessive air pressure. Furthermore, the loss of excessive air pressure in a pneumatic tire of the traditional design when driving a motor vehicle with high speed can result in a serious traffic accident. Therefore, the creation of new