
DOI: 10.53078/20778481_2022_1_39

УДК 62-752.2:656.137

Д. А. Линник, О. В. Билык

КОНСТРУКЦИЯ ОПЫТНОГО ДЕМПФЕРА СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ КАБИНЫ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

D. A. Linnik, O. V. Bilyk

THE DESIGN OF AN EXPERIMENTAL DAMPER FOR SUSPENSION SYSTEM OF A WHEELED TRACTOR DRIVER CAB

Аннотация

Приведен аналитический обзор литературы по вопросам влияния вибрации на организм человека (водителя колесного трактора). Рассмотрена конструкция опытного демпфера системы поддресоривания кабины колесного трактора. Представлены результаты лабораторных исследований конструктивных элементов опытного демпфера системы поддресоривания кабины.

Ключевые слова:

вибрация, водитель, кабина, колесный трактор, опытный демпфер, система поддресоривания.

Для цитирования:

Линник, Д. А. Конструкция опытного демпфера системы поддресоривания кабины колесного трактора / Д. А. Линник, О. В. Билык // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2022. – № 1 (74). – С. 39–48.

Abstract

An analytical review of the literature on the impact of vibration on human body (a wheeled tractor driver) is presented. The design of an experimental damper for the suspension system of a wheeled tractor driver cab is considered. The results of laboratory studies of structural elements of the experimental damper for the cab suspension system are presented.

Keywords:

vibration, driver cab, wheeled tractor, experimental damper, suspension system.

For citation:

Linnik, D. A. The design of an experimental damper for suspension system of a wheeled tractor driver cab / D. A. Linnik, O. V. Bilyk // The Belarusian-Russian university herald. – 2022. – № 1 (74). – P. 39–48.

Введение

В настоящее время механизация сельского хозяйства охватывает большинство сельскохозяйственных операций как средство уменьшения интенсивного ручного труда, оптимизации своевременности выполнения задач и повышения производительности. Тем не менее, во многих случаях внедрение техники не устранило проблемы со здо-

ровьем рабочих.

Деятельность, выполняемая в сельском хозяйстве, разнообразна и имеет различный характер и требует использования специализированных машин для выполнения отдельных операций. Обычно сельскохозяйственная машина состоит из ведущей машины (трактора), соединенной с одной или несколькими работающими машинами. В зависимости от вида деятельности и,

следовательно, от используемой машины уровень вибрации водителя колесного трактора может значительно варьироваться.

Операторы сельскохозяйственных машин подвергаются воздействию общей вибрации всего тела с преобладанием низкочастотной вибрации. Если говорить о колесном тракторе, то основными внутренними источниками вибрации являются двигатель, трансмиссия, а иногда и гидравлические или пневматические системы, которые генерируют высокочастотные колебания. Основным внешним источником вибраций является контакт колес трактора с неровностями опорной поверхности в движении.

Фактически водитель колесного трактора может подвергаться очень разным уровням вибрации в зависимости от того, установлена ли на тракторе работающая машина, от типа работающей машины и от условий работы.

Человеческое тело представляет собой сложную механическую систему, состоящую из множества линейных и нелинейных элементов со значительными индивидуальными различиями. Частоты вертикальных колебаний некоторых частей тела человека можно принять с соответствующими приближениями, например: голова ≈ 25 Гц, плечи $\approx 4...5$ Гц, грудь ≈ 60 Гц, позвоночник $\approx 10...12$ Гц, живот $\approx 4...8$ Гц, бедра $\approx 50...200$ Гц, локти $\approx 16...30$ Гц, глазница $\approx 30...80$ Гц [1].

Резонанс возникает, когда частота вынужденных колебаний колесного трактора совпадает с собственной частотой ткани какого-либо органа водителя. В таких случаях даже колебания с относительно небольшой амплитудой могут привести к значительным дислокациям внутренних органов тела. Спектр частот колебаний колесного трактора разнообразен и колеблется от низких $1...50$ Гц (колебания кабины, рулевого колеса, осевые колебания колесного трактора, резонанс колес и т. д.)

до средних частот $100...1000$ Гц (колебания трансмиссии, выхлопная система, механические и газодинамические потоки во впускной и выпускной частях и т. д.) и высоких частот $1000...5000$ Гц (вибрации двигателя, механический шум и т. д.) [1].

Группа всех нарушений и изменений, возникающих под действием вибраций, составляет комплекс, известный как «вибрационная болезнь». Происхождение и развитие болезни до конца не изучены. Это сочетание негативного воздействия на нервы и их окончания, которое распространяется на всю нервную и вегетативную нервную систему. Отрицательные воздействия этой болезни влияют на сердечно-сосудистую, мышечно-апоневротическую и костную системы, зрение, сердце, желудок, обмен веществ. С одной стороны, многие расстройства, сопровождающие это заболевание, зависят от физических характеристик вибраций (частоты, амплитуды, скорости и ускорения), от направления распространения вибрации (вертикальное, горизонтальное, вращательное) на точки непосредственного контакта и передачи через ткань (локальное или общее), а с другой – зависят от индивидуальных особенностей организма.

Водители, постоянно подвергающиеся воздействию вибраций, жалуются на частую и стойкую головную боль, головокружение, утомляемость, раздражение и нарушения сна. Длительное воздействие вибраций приводит к дополнительным повреждениям центров равновесия и мозга. Поражение головного мозга сопровождается слабостью, хроническим истощением, постоянной сонливостью, похуданием, понижением артериального давления и, кроме того, могут наблюдаться некоторые другие симптомы: нарушения терморегуляции (реже более низкая, чаще повышенная температура), нарушения обмена веществ, нарушения в эндокринной системе и др. Некоторые исследования показывают прямую корреляцию между

вибрациями всего тела и болью в нижних частях позвоночника, а также в шее и плечах. Вибрации вызывают разрушение мышечной ткани и ее массы, а также изменения в сухожилиях с возможным разрывом сухожилий [2].

В современных колесных тракторах защита водителя от низкочастотной вибрации на сидение обеспечивается за счет использования в подвеске сидений гидравлических, пневматических и пневмогидравлических элементов, в частности сидения фирм «РИАТ» (Россия), «Fritzmeier» (Германия).

Многие производители колесных тракторов, воспользовавшись преимуществами сидений с подвеской в снижении вибрации при движении колесного трактора, рассматривали возможность включения подвески кабины как логичный и потенциально наиболее экономичный следующий шаг. Это направление уже перспективно развивается в различных европейских странах: итальянскими, французскими, австрийскими, немецкими производителями колесных тракторов, а также американскими производителями колесных тракторов. Они уже начинают подрессоривать кабину колесного трактора, используя гидравлические, пневматические и пневмогидравлические элементы (например, колесные трактора Diamond-260 (Италия), Rubin (Италия), Renault (Франция), Steyr (Австрия), Fendt (Германия), Challenger (США)).

Конструкция колесных тракторов, производимых в Республике Беларусь, не предусматривает подрессоривание кабины. Кабина установлена на остовах через виброизоляторы различной формы и размеров. В этом случае гашение низкочастотных вибраций будет осуществляться только за счет подвески сиденья водителя колесного трактора. Поэтому конструкция системы подрессоривания кабины колесного трактора требует своего совершенствования [3, 4].

Основная часть

Для повышения эффективности гашения низкочастотной вибрации, передаваемой на водителя колесного трактора, была разработана конструкция опытного демпфера кабины колесного трактора (рис. 1).

Основными конструктивными элементами опытного демпфера кабины являются цилиндрическая пружина 1 и гидравлический двухтрубный амортизатор с оригинальным поршневым узлом (см. рис. 1), состоящий из резервуара амортизатора в сборе 2, гайки пружины 3, проушины 4, резиновой втулки 5, втулки шарнира 6, клапана сжатия в сборе 7, цилиндра 8, буфера хода отбоя 9, деталей поршневого узла 10 (оригинальной конструкции), штока в сборе 11, гайки резервуара 12, сальника штока 13, поршня 14, направляющей втулки 15, верхней пружины поршня 16, нижней пружины поршня 17 [3].

Амортизатор был изготовлен в разборном варианте для регулировки силовых характеристик амортизатора в исследуемом диапазоне (см. рис. 1).

С помощью проушины 4 амортизатор крепится к кронштейну опытного демпфера кабины (см. рис. 1).

На корпусе резервуара 2 амортизатора установлена втулка с резьбой и гайкой пружины 3 для регулировки жесткости пружины опытного демпфера (см. рис. 1).

Конструкция поршневого узла амортизатора в сборе представлена на рис. 2.

Жесткость пружин поршня амортизатора подбиралась опытным путем в ходе проведения лабораторных испытаний на базе аккредитованной испытательной лаборатории производства автомобильных агрегатов ОАО «Белкард» [3]. Для проведения испытаний была использована машина для испытания пружин МИП-100-2 (рис. 3).



Рис. 1. Опытный демпфер системы поддресоривания кабины колесного трактора: 1 – цилиндрическая пружина; 2 – резервуар амортизатора в сборе; 3 – гайка пружины; 4 – проушина; 5 – резиновая втулка; 6 – втулка шарнира; 7 – клапан сжатия в сборе; 8 – цилиндр; 9 – буфер хода отбоя; 10 – детали поршневого узла; 11 – шток в сборе; 12 – гайка резервуара; 13 – сальник штока; 14 – поршень; 15 – направляющая втулка; 16 – верхняя пружина поршня; 17 – нижняя пружина поршня



Рис. 2. Конструкция поршневого узла амортизатора в сборе

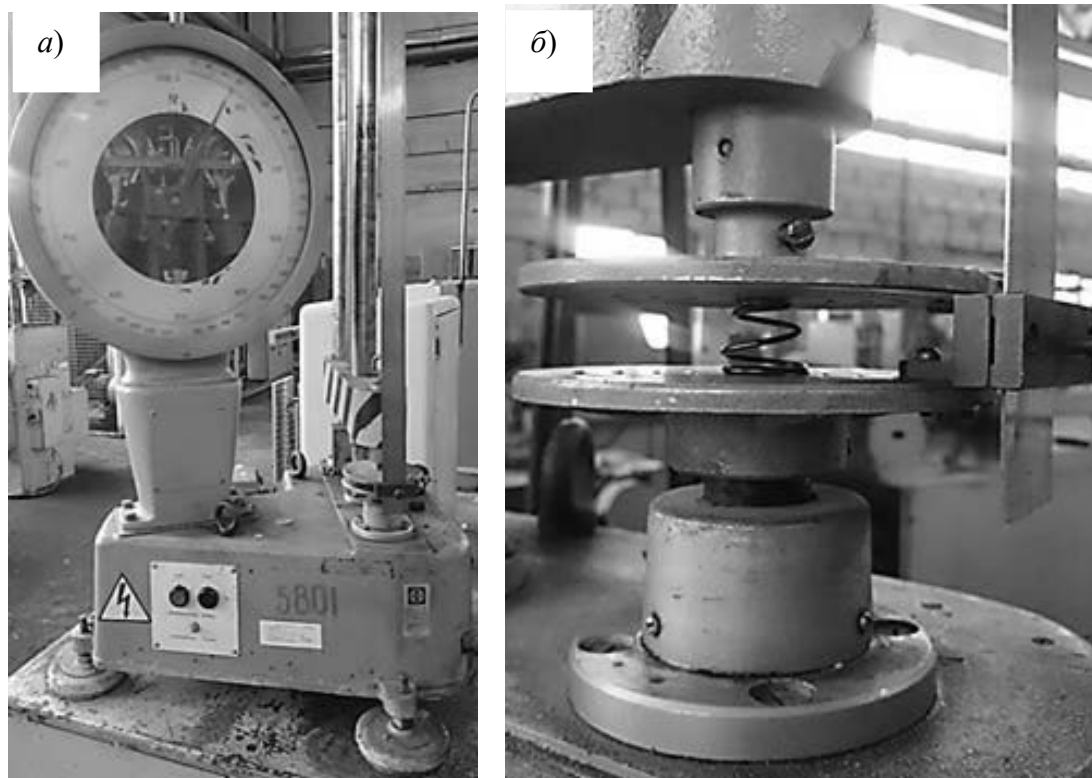


Рис. 3. Машина для испытания пружин МИП-100-2: а – общий вид машины; б – испытание пружины поршневого узла амортизатора

Температура воздуха в лаборатории во время проведения испытаний составляла плюс 20 °С.

Алгоритм проведения испытаний включал следующую последовательность действий:

- 1) установка пружины;
- 2) установка начальной координаты ($x = 0$);
- 3) испытание пружины;
- 4) регистрация данных;
- 5) окончание эксперимента;
- 6) обработка результатов.

На рис. 4 представлен график статической деформации пружин поршневого узла амортизатора из проволоки разного диаметра.

Для проведения испытаний амортизатора была использована испытательная установка с компьютерным управлением VDA-1001K фирмы «Wahl» (Германия) (рис. 5 и 6) на базе аккредитованной испытательной лаборатории производства автомобильных агрегатов ОАО «Бел-

кард» [3, 5]. Испытания амортизатора проводились в соответствии с ГОСТ 34339–2017 [6].

На VDA-1001K (см. рис. 5) проводилось снятие силовой характеристики амортизатора на ходах сжатия и отбоя [6].

Алгоритм проведения испытаний включал следующую последовательность действий:

- 1) установка амортизатора на испытательной установке (см. рис. 6);
- 2) ввод исходных данных (дата, ход поршня амортизатора (50 мм), скорости перемещения поршня: 0,03; 0,05; 0,08; 0,10; 0,13; 0,16; 0,18; 0,21; 0,24; 0,26; 0,29; 0,31; 0,34; 0,37; 0,39; 0,42; 0,45 и 0,49 м/с);
- 3) испытание амортизатора;
- 4) регистрация данных;
- 5) сохранение и вывод данных;
- 6) окончание эксперимента;
- 7) обработка результатов.

По результатам испытаний были сняты силовые характеристики амортиза-

тора на ходах сжатия и отбоя с пружинами поршня из проволоки $\varnothing = 1,8$ мм,

$\varnothing = 2,0$ мм и $\varnothing = 2,2$ мм (рис. 7).

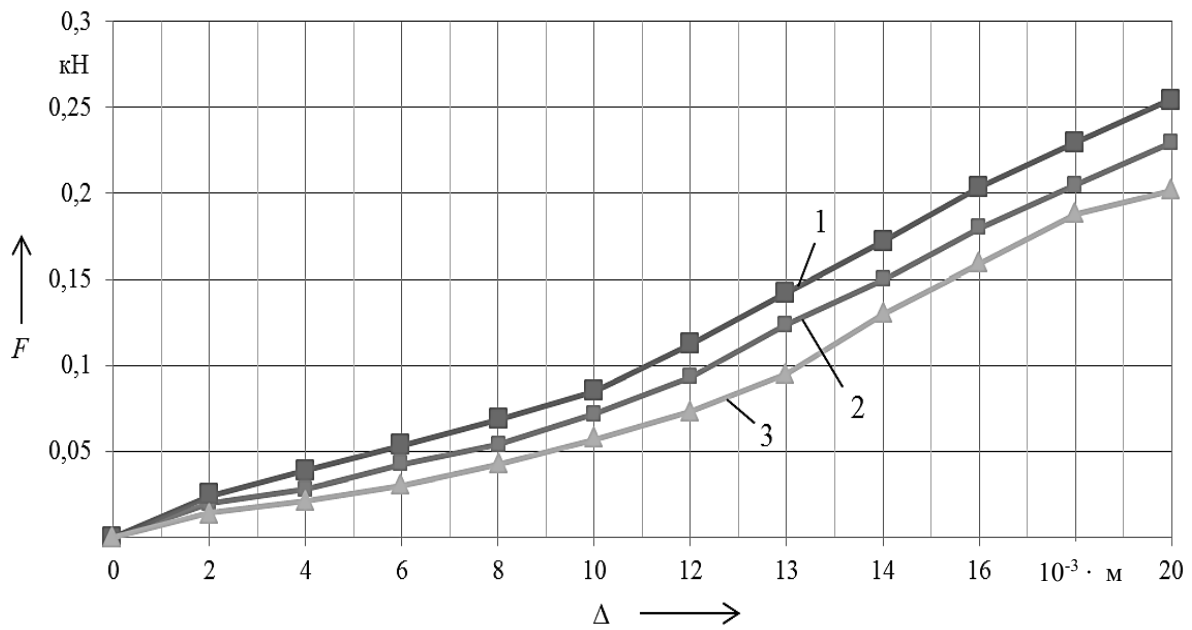


Рис. 4. График статической деформации пружины поршневого узла амортизатора из проволоки диаметром: 1 – 2,2 мм; 2 – 2,0 мм; 3 – 1,8 мм



Рис. 5. Общий вид испытательной установки с компьютерным управлением VDA-1001K фирмы «Wahl» (Германия)

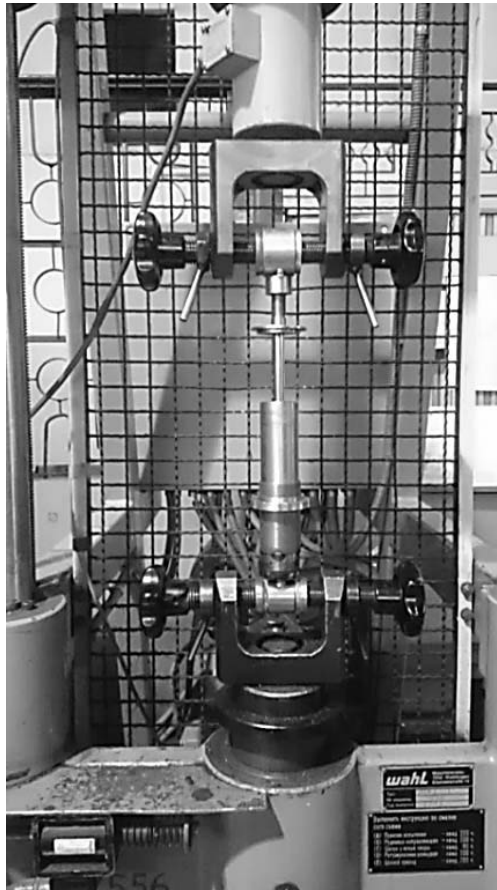


Рис. 6. Испытание амортизатора системы поддрессоривания кабины на VDA-1001K

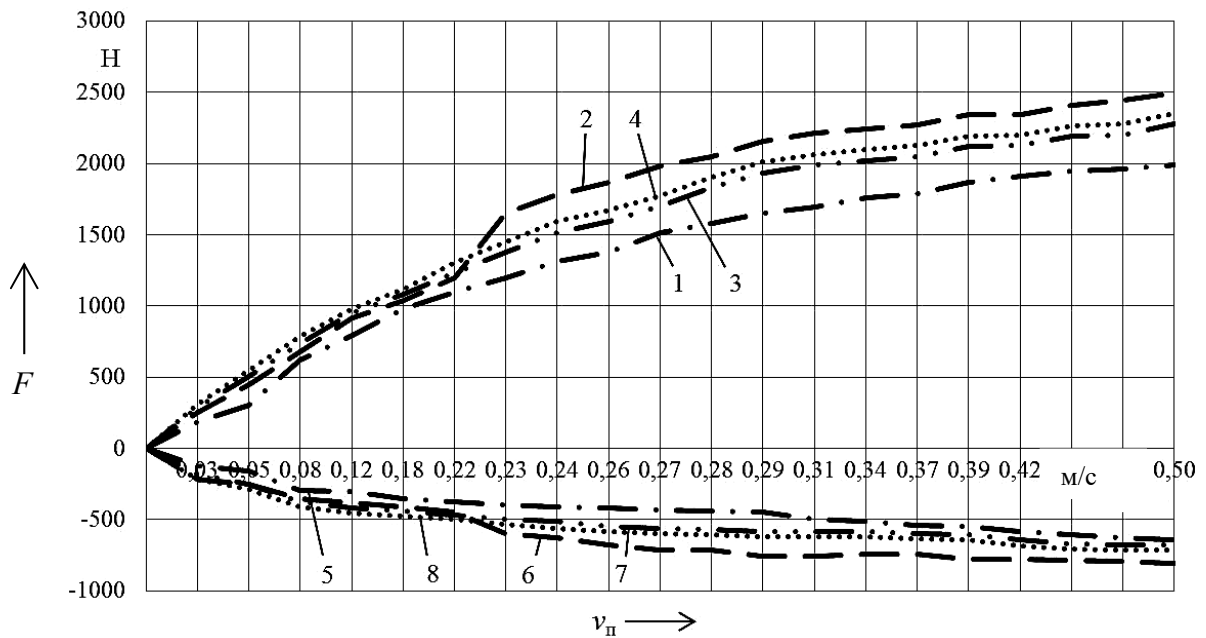


Рис. 7. Силовые характеристики амортизатора: 1 – ход отбоя с пружиной поршня из проволоки $\varnothing = 1,8$ мм; 2 – ход отбоя с пружиной поршня из проволоки $\varnothing = 2,0$ мм; 3 – ход отбоя с пружиной поршня из проволоки $\varnothing = 2,2$ мм; 4 – ход отбоя без пружин поршня; 5 – ход сжатия с пружиной поршня из проволоки $\varnothing = 1,8$ мм; 6 – ход сжатия с пружиной поршня из проволоки $\varnothing = 2,0$ мм; 7 – ход сжатия с пружиной поршня из проволоки $\varnothing = 2,2$ мм; 8 – ход сжатия без пружин поршня

По результатам стендовых испытаний можно сделать следующие выводы.

1. При установке в поршневой узел пружин из проволоки $\varnothing = 1,8$ мм на ходах сжатия и отбоя в диапазоне скоростей перемещения поршня от 0,03 до 0,50 м/с наблюдается снижение силы вязкого сопротивления амортизатора, что обусловлено недостаточной жесткостью пружин поршня и частичным дросселированием амортизаторной жидкости через дополнительные отверстия в поршневом узле (см. рис. 7).

2. При установке в поршневой узел пружин из проволоки $\varnothing = 2,0$ мм на ходах сжатия и отбоя в диапазоне скоростей перемещения поршня от 0,03 до 0,22 м/с наблюдается стабилизированная силовая характеристика за счет перемещения поршневого узла по поршневой шейке. При скорости больше 0,22 м/с (частоте больше 1,1 Гц) происходит резкое нарастание силы вязкого сопротивления амортизатора в диапазоне от 0,23 до 0,50 м/с за счет создания дополнительного сопротивления пружинами поршня в момент перекрытия ими дополнительных дросселирующих отверстий в опытном демпфере

(см. рис. 7), что позволяет повысить эффективность гашения низкочастотной вибрации.

3. При установке в поршневой узел пружин из проволоки $\varnothing = 2,2$ мм на ходах сжатия и отбоя в диапазоне скоростей перемещения поршня от 0,03 до 0,50 м/с наблюдается такая же силовая характеристика, как и у амортизатора без пружин поршня, что обусловлено высокой жесткостью пружин и дросселированием амортизаторной жидкости через дополнительные отверстия в поршневом узле (см. рис. 7).

На основании сделанных выводов было принято решение в конструкции поршневого узла амортизатора использовать пружины из проволоки $\varnothing = 2,0$ мм. Средняя жесткость пружины поршня из проволоки $\varnothing = 2,0$ мм составила $1,5 \cdot 10^3$ Н/м (см. рис. 4).

Жесткость цилиндрической пружины 1 (см. рис. 1) опытного демпфера кабины колесного трактора определялась в ходе проведения лабораторных испытаний на базе аккредитованной испытательной лаборатории производства автомобильных агрегатов ОАО «Белкард» (рис. 8).

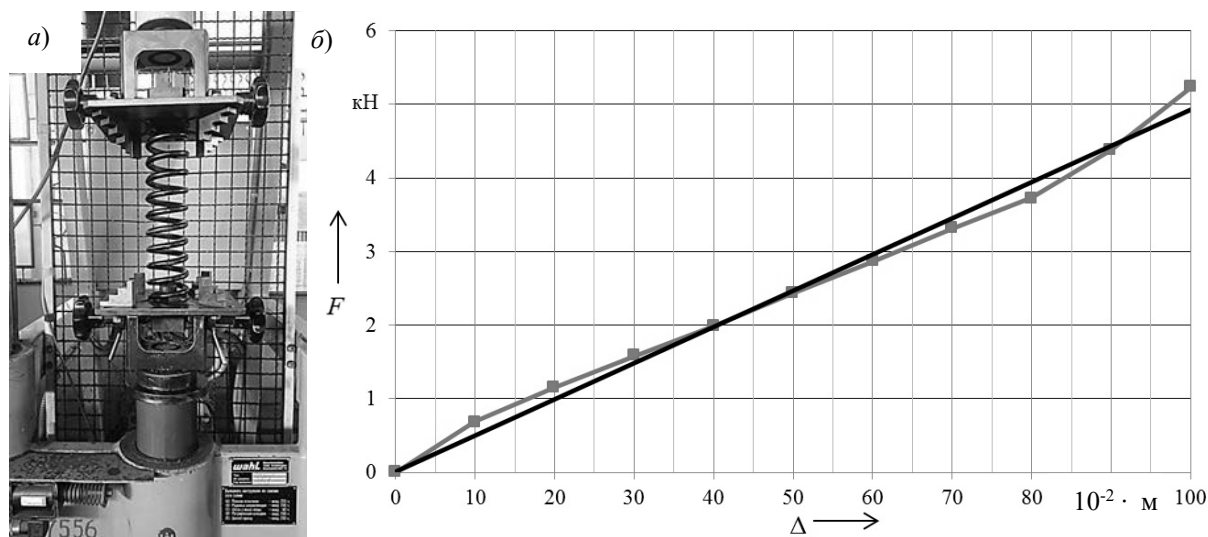


Рис. 8. Лабораторные испытания на VDA-1001K: а – испытание пружины опытного демпфера; б – график статической деформации пружины опытного демпфера

Температура воздуха в лаборатории во время проведения испытаний составляла плюс 20 °С.

Алгоритм проведения испытаний включал следующую последовательность действий:

- 1) установка пружины;
- 2) установка начальной координаты ($x = 0$);
- 3) испытание пружины;
- 4) регистрации данных;
- 5) сохранение данных;
- 6) окончание эксперимента;
- 7) обработка результатов.

На рис. 8 представлен график ста-

тической деформации пружины опытного демпфера.

Средняя жесткость пружины опытного демпфера составила $4,5 \cdot 10^5$ Н/м. График на рис. 8 отображает линейную характеристику цилиндрической пружины.

Испытания на долговечность амортизатора проводились на стенде для испытания амортизаторов на долговечность фирмы «Bilstein» (Германия) (рис. 9) на базе аккредитованной испытательной лаборатории производства автомобильных агрегатов ОАО «Белкард».

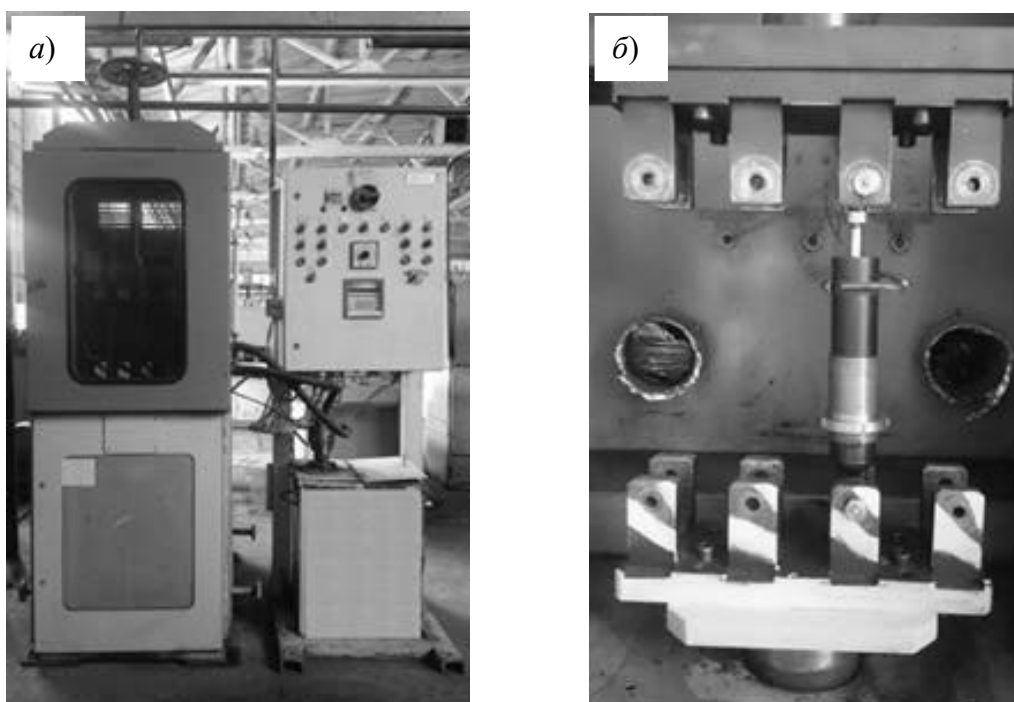


Рис. 9. Стенд для испытания амортизаторов на долговечность фирмы «Bilstein»: а – общий вид стенда; б – испытание амортизатора

Температура воздуха в лаборатории во время проведения испытаний составляла плюс 20 °С.

Алгоритм проведения испытаний включал следующую последовательность действий:

- 1) установка амортизатора на стенде;
- 2) установка хода поршня амортизатора (50 мм);

3) установка скорости перемещения поршня (0,31 м/с);

4) испытание амортизатора в объеме 1 000 000 циклов;

5) окончание эксперимента;

6) обработка результатов.

В процессе испытаний амортизатора осуществлялся контроль за его герметичностью и работоспособностью.

Заключение

Разработан и изготовлен опытный демпфер системы поддресоривания кабины колесного трактора, состоящий из цилиндрической пружины и гидравлического амортизатора с оригинальной конструкцией поршневого узла, обеспечивающей изменение силы вязкого сопротивления амортизатора.

На основании экспериментальных данных установлено, что при установке в поршневой узел амортизатора пружин

из проволоки $\varnothing = 2,0$ мм на ходах сжатия и отбоя обеспечивается изменение силы вязкого сопротивления амортизатора за счет создания сопротивления пружинами поршня в момент перекрытия ими дополнительных дросселирующих отверстий в поршневом узле амортизатора.

Испытания на долговечность позволили установить, что после 1 000 000 циклов работы на стенде амортизатор сохранил свою герметичность и работоспособность.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Directive 2002/44/EC of the European parliament and the Council of 25 June 2002 on the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibration) // Official Journal of the European Communities. – 2002. – L. 177, vol. 45. – 12 p.
2. **Cvetanovic, B.** Evaluation of whole-body vibration risk in agricultural tractor drivers / B. Cvetanovic, D. Zlatkovic // Bulg. J. Agric. Sci. – 2013. – Vol. 19 (5). – P. 1155–1160.
3. **Линник, Д. А.** Повышение эффективности системы виброзащиты рабочего места водителя колесного трактора / Д. А. Линник // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2020. – № 2 (67). – С. 40–50.
4. **Линник, Д. А.** Математическая модель опытного демпфера подвески кабины колесного трактора / Д. А. Линник, В. М. Пецевич, А. Ч. Свистун // Вестн. БГСХА. – 2020. – № 2. – С. 139–143.
5. **Линник, Д. А.** Математическая модель и программа моделирования колебаний масс колесного трактора с поддресоренной кабиной / Д. А. Линник, В. И. Булгаков // Вестн. БГСХА. – 2020. – № 2. – С. 122–127.
6. Автомобильные транспортные средства. Амортизаторы гидравлические телескопические. Технические требования и методы испытаний: ГОСТ 34339–2017. – Введ. 01.04.2019. – Москва: СТАНДАРТИНФОРМ, 2018. – 19 с.

Статья сдана в редакцию 23 декабря 2021 года

Дмитрий Александрович Линник, канд. техн. наук, Гродненский государственный университет имени Янки Купалы. Тел.: +375-152-62-18-78. E-mail: d.linnik@grsu.by.

Ольга Валерьевна Билык, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-73-74-26. E-mail: tea@bru.by.

Dzmitry Alexandrovich Linnik, PhD (Engineering), Yanka Kupala State University of Grodno. Tel.: +375-152-62-18-78. E-mail: d.linnik@grsu.by.

Volha Valeryevna Bilyk, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-73-74-26. E-mail: tea@bru.by.