

Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 629.365

DOI 10.18698/0536-1044-2017-2-19-29

Исследование внутренней динамики пневмогидравлических устройств

Е.Б. Сарач, А.А. Ципилев

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

Research of Internal Dynamics of Hydro-Pneumatic Devices

E.B. Sarach, A.A. TsipilevBMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

e-mail: sarach@yandex.ru, alexts@bmstu.ru

i Вопросы исследования внутренней динамики пневмогидравлических устройств являются весьма актуальными. Особенно важным является исследование теплонагруженности. Применяемые в настоящее время методики математического моделирования, созданные на базе метода конечных элементов, требуют индивидуального подбора параметров для каждого устройства. Используемая в статье модель учета теплонагруженности, основанная на методе конечных разностей Шмидта, позволяет проводить исследование пневмогидравлических устройств различных конструкций с минимальными предварительными затратами времени. Приведены результаты исследования внутренней динамики работы таких устройств. Представлены результаты имитационного моделирования и стендовых испытаний пневмогидравлических рессор колесной машины промежуточной весовой категории и гусеничной машины легкой весовой категории на тепловую нагруженность. Показана высокая адекватность математической модели, созданной в среде Simulink/Simscapе.

Ключевые слова: пневмогидравлические рессоры, плавность хода, блок учета теплонагруженности, метод конечных разностей Шмидта, среда Simulink/Simscapе, библиотека SimHydraulics.

i Internal dynamics of hydro-pneumatic devices is an important area for research, with thermal loading being of particular relevance. Currently used methods of mathematical modeling based on the finite element method require individual selection options for each device. In this paper, the authors use thermal loading model based on the Schmidt finite difference method. It can be used to study hydro-pneumatic devices of various designs with minimal preliminary time required. The results of the study of internal dynamics of such hydro-pneumatic devices are presented. These include the results of simulation and bench testing of hydro-pneumatic suspensions of a wheeled and a tracked vehicle of the light weight class for thermal loading. The high reliability of the mathematical model developed in the Simulink/Simscapе environment is demonstrated.

Keywords: hydro-pneumatic suspension, ride quality, heat-loaded block, Schmidt finite difference method, Simulink/Simscapе environment, SimHydraulics library.

При разработке математических моделей пневмогидравлических рессор (ПГР) особое внимание следует уделять учету внутренней динамики их работы [1–3]. Наличие в системе сил «сухого» трения, зависящих не только от перемещения и контактных давлений, но и от скорости скольжения; использование в качестве упругого элемента реальных газов, поведение которых описывается достаточно сложными уравнениями состояния; явления инерционности как жидкости, так и механических узлов в ПГР, — все это требует всестороннего рассмотрения динамики процессов, происходящих внутри устройства.

Необходимость моделирования внутренней динамики работы ПГР с высокой точностью ставит перед исследователем задачу оптимального выбора методики разработки математической модели. Многочисленные исследования показывают, что наименьшую трудоемкость и высокую точность результатов обеспечивает способ, основанный на создании комплекса математических моделей отдельных компонентов [1, 4]. В этом случае ПГР разделяют на функциональные элементы, каждый из которых «выполняет» конкретную задачу в рамках работы узла в целом.

Как правило, применяют следующую схему разделения: гидроцилиндр — пневмоцилиндр — дросселирующая система — блок учета теплонагруженности. Гидроцилиндр состоит из двух подсистем механической и гидравлической, а пневмоцилиндр — из трех механической, пневматической и гидравлической. Блок дросселирующей системы, как и гидроцилиндр, включает в себя механическую и гидравлическую подсистемы.

Механические подсистемы описывают поведение механических элементов узла, т. е. учитывают динамику движения поршней, влияние сил «сухого трения», работу механических упоров, динамику движения элементов предохранительных и перепускных клапанов. Гидравлические подсистемы предназначены для учета динамики работы жидкости, в том числе ее сжимаемости и инерции. Пневматическая подсистема учитывает динамику поведения газа в газовых полостях ПГР. Блок учета тепловой нагруженности ПГР, являясь функционально независимым элементом модели (т. е. точность модели при снятии статических характеристик без учета процессов нагрева–охлаждения узла будет сопоставима с точностью модели, учитывающей тепловую нагруженность), тем не менее

работает в тесной взаимосвязи с остальными блоками математической модели ПГР [1, 5].

Характер изменения температуры в различных частях пневмогидравлического узла определяет нюансы работы гидравлической и пневматической систем. Так, с повышением температуры растет давление газа в замкнутом объеме, а вязкость и плотность жидкости снижаются, что приводит к увеличению упругих сил и уменьшению неупругих [2, 6, 7]. Кроме того, неконтролируемое возрастание температуры может вызвать кипение рабочей жидкости или же переход растворенного в ней воздуха в нерастворенную фазу [7, 8]. Оба эти явления способны привести к взрывному разрушению узла.

Помимо того, рост давления газа влечет за собой так называемое «всплытие» машины, т. е. уменьшение статического хода подвески и увеличение высоты расположения ее центра масс над опорной поверхностью. Зачастую именно явление «всплытия» вызывает снижение показателей плавности хода, так как при изменении положения центра масс машины меняются также амплитудные значения угловых перемещений, скоростей и ускорений точек поддресоренного корпуса [6, 9–11].

Все эти факторы приводят к необходимости учитывать в имитационной математической модели ПГР влияние тепловых процессов, особенно при моделировании влияния на машину возмущающих воздействий, растянутых во времени.

Цель работы — доказать уместность применения метода конечных разностей Шмидта в контексте исследования ПГР на теплонагруженность, а также представить возможности библиотеки SimHydraulics для моделирования элементов системы поддресоривания с высокой точностью.

Общие принципы создания математических моделей ПГР в среде Simulink. Особенности использования решателей MATLAB/Simulink.

Разрабатывать имитационную математическую модель средствами MATLAB/Simulink можно либо с использованием только среды Simulink, либо с задействованием ее расширения Simscape, которое является удобным вследствие высокой наглядности и читаемости модели, а также возможности более просто учитывать нюансы работы устройства.

Блоки Simscape описываются жесткой системой дифференциальных уравнений, что обуславливает выбор оптимизированного для рабо-

ты с такими системами решателя Simulink. Решение жестких систем дифференциальных уравнений явными методами требует чрезмерного дробления шага, вплоть до 10^{-9} с, что увеличивает время вычисления в несколько раз [12, 13]. Решение же таких уравнений с обычным для решателей Simulink шагом $10^{-3} \dots 10^{-4}$ с приводит к так называемому «взрыву погрешности», т. е. ее резкому возрастанию, и потере адекватности математической модели.

Жесткие системы уравнений хорошо решаются с помощью неявных методов, суть которых заключается в выражении данных через несколько соседних точек результата, определяемого путем решения системы линейных уравнений. Как правило, неявные методы являются устойчивыми, но они более требовательны к вычислительным ресурсам [12].

Описание модели ПГР, созданной средствами SimHydraulics. При моделировании динамики работы ПГР приняты следующие допущения:

- процессы сжатия–расширения газа в газовых полостях представляют собой политропический процесс;

- местные гидравлические эффекты, вызванные инерцией жидкости, не учитываются;
- переход ламинарного режима течения жидкости в турбулентный происходит мгновенно;
- локальное падение абсолютного давления жидкости ниже нуля приводит к остановке моделирования, так как в этот момент математическая модель теряет адекватность;
- нагрев жидкости вследствие перетекания ее по дроссельным сопротивлениям происходит равномерно по всему ее объему;
- нагрев всех металлических деталей рессо-ры равномерен по объему;
- физические свойства материалов рессо-ры неизменны во времени;
- вся работа сил неупругого сопротивления расходуется на возрастание нагрева рабочей жидкости в рессо-ре;
- температура газа в газовых полостях рессо-ры равна температуре ее наружной поверхности; теплообмен со стенками, крышками и поршнями-разделителями отсутствует.

Подробное описание блока учета теплонагруженности приведено в статье [5], а прин-

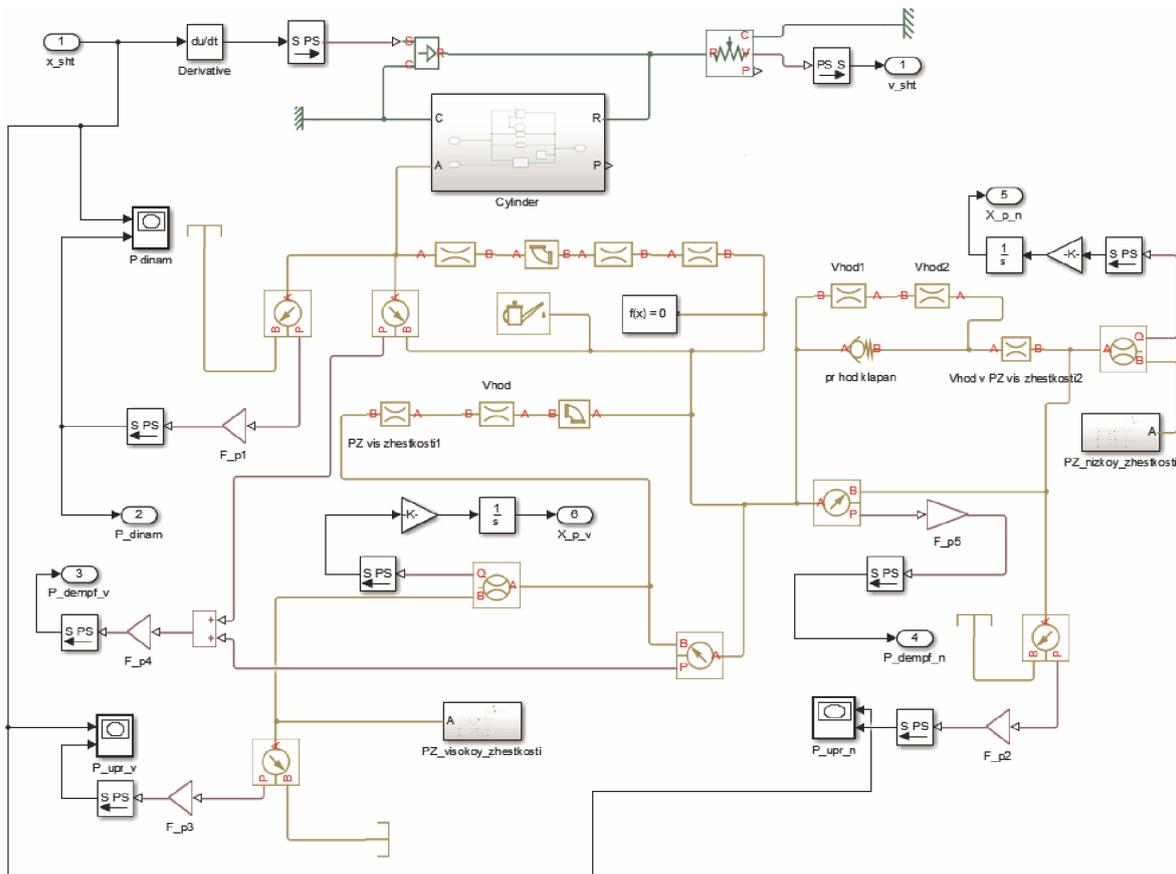


Рис. 1. Модель ПГР КМ

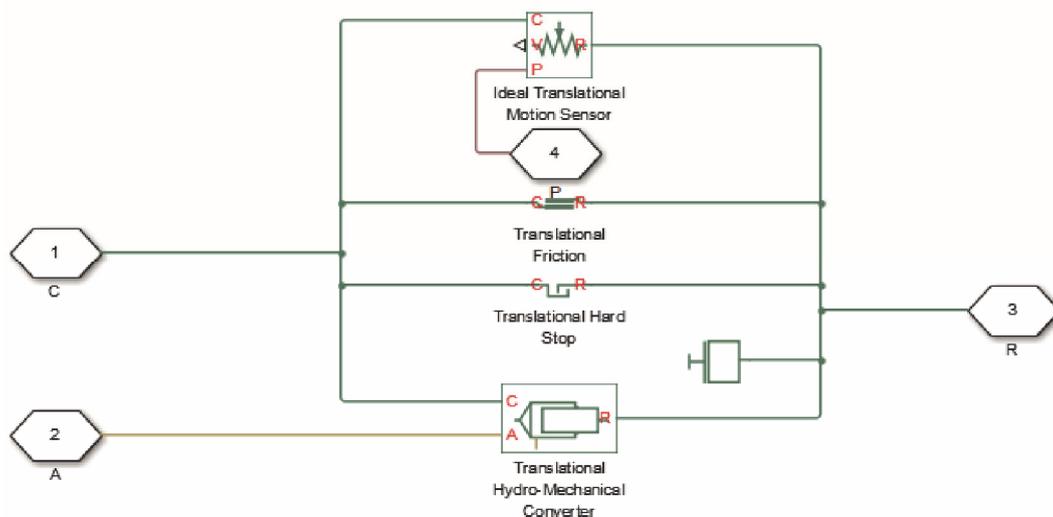


Рис. 2. Модель учета динамики работы гидроцилиндра

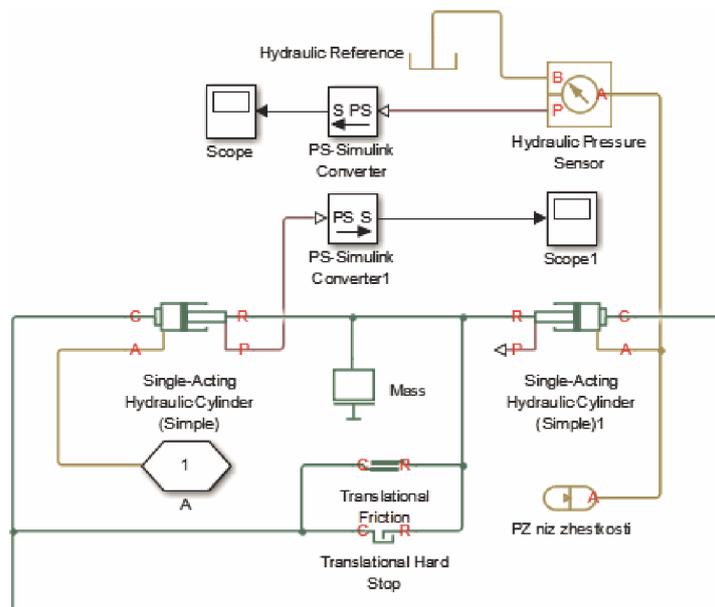


Рис. 3. Модель учета динамики работы пневмоцилиндра

ципы функционирования блоков библиотеки Simscape (SimHydraulics) — в работах [13–15]. Общий вид модели ПГР колесной машины (КМ) без учета теплонагруженности представлен на рис. 1–3.

Для оценки адекватности работы модели ПГР, созданной с использованием компонентов библиотеки SimHydraulics, результаты, полученные путем моделирования, сравнивали с данными стендовых испытаний ПГР КМ промежуточной весовой категории.

Оценка адекватности имитационной модели ПГР. В качестве исходных данных для моделирования стендовых испытаний были приняты

следующие параметры ПГР и режима нагружения: заправочные давления в пневмокамерах — 3,3 МПа; объем пневмокамеры высокой/низкой жесткости — $8,7 \cdot 10^{-4} / 2,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; режим нагружения — гармонический с амплитудой $A = 30 \text{ мм}$ и частотой $f = 1 \text{ Гц}$ от среднего положения штока (ход штока — 120 мм); температура начала эксперимента — 22 °С.

При моделировании нагружения ПГР гармоническим воздействием определяют:

- зависимости средней температуры жидкости и наружной поверхности ПГР от времени моделирования;
- температуру и время наступления стационарного теплового режима;

- время нагрева рабочей жидкости в рессоре до температуры 100 °С;
- время, необходимое для достижения наружной поверхностью ПГР средней температуры, равной 100 °С;
- среднюю тепловую мощность, реализованную в ПГР в процессе нагружения.

В ходе стендовых испытаний снимали статическую характеристику ПГР, динамические характеристики ПГР для различных режимов нагружения, а также температуру на наружной поверхности пневмоцилиндра низкой жесткости при исследовании на нагрев.

На рис. 4 приведена статическая характеристика ПГР, которая получена при стендовых испытаниях и совмещенная с результатами моделирования. На рис. 4 видно, что расчетные и экспериментальные зависимости имеют некоторое расхождение. Это связано с тем, что при проведении стендовых испытаний воздух не был до конца удален из гидравлических полостей ПГР, вследствие чего рессоры имели свободный ход около 8,2 мм. Как следствие, фактическое нагружение пневмокамер происходило позже, чем должно было бы быть, а ход штока, соответствующий штатной работе ПГР, также уменьшался. В итоге результирующая упругой силы на штоке ПГР, полученная при стендовых испытаниях, соответствует значению такой силы на штоке ПГР, определенному при моделировании, но для хода штока, меньшего примерно на 10 мм.

При имитационном математическом моделировании максимальная упругая сила составила 90 кН, при стендовых испытаниях — 82 кН, и, следовательно, погрешность моделирования — 10 %.

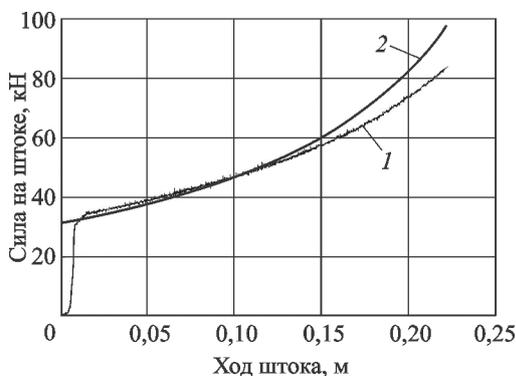


Рис. 4. Статические характеристики ПГР, полученные при стендовых испытаниях (1) и моделировании (2)

Для оценки корректности работы демфирующей части имитационной модели ПГР также было проведено сравнение динамических характеристик ПГР, полученных путем стендовых испытаний и моделирования, при следующих режимах нагружения:

Амплитуда A , мм	30	15	10
Частота f , Гц	1	2	6

Динамическая характеристика представляет собой зависимость упругой силы на штоке от хода штока, колебания которого происходили относительно его статического положения (120 мм). На рис. 5 приведены динамические характеристики ПГР, полученные путем стендовых испытаний и моделирования, для различных частот f и амплитуд A колебаний штока.

Расхождение результатов моделирования и эксперимента можно объяснить содержанием нерастворенного воздуха в гидравлических полостях ПГР (что невозможно учесть в модели), а также значительным «сухим» трением уплотнений поршней-разделителей по зерка-

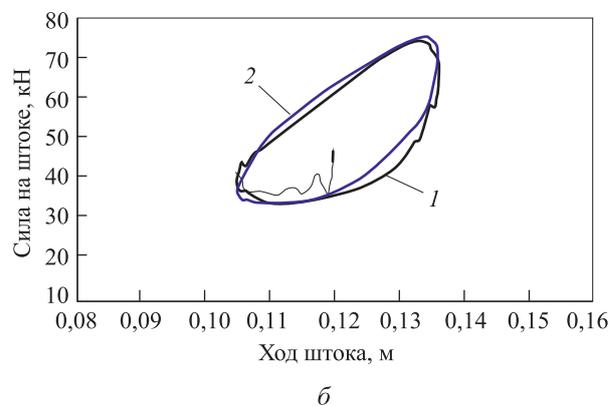
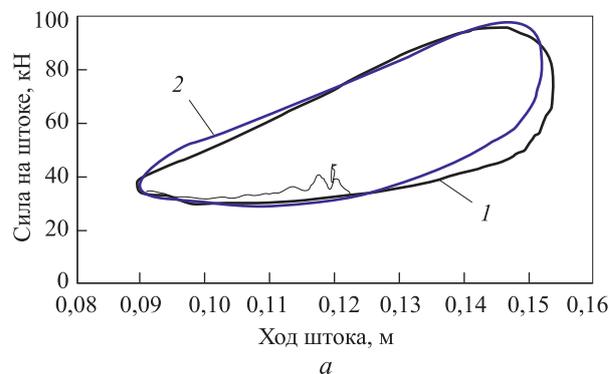


Рис. 5. Динамические характеристики ПГР, полученные при стендовых испытаниях (1) и моделировании (2), для различных режимов нагружения:
 а — $f = 1$ Гц, $A = 30$ мм; б — $f = 2$ Гц, $A = 15$ мм

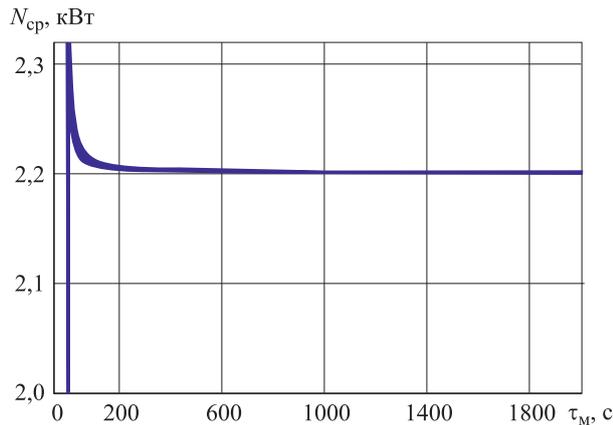


Рис. 6. Зависимость средней мощности тепловыделения $N_{ср}$ в ПГР КМ от времени моделирования τ_m

лам цилиндров. Такое предположение хорошо объясняет «провал» на динамических характеристиках при обратном ходе штока (т. е. его движении наружу): падение упругой силы на штоке вызвано запаздыванием перемещений одного или двух поршней-разделителей относительно перемещения штока. Вместе с тем при совершении прямого хода штока (см. рис. 5, верхняя половина замкнутой кривой 2) модель демонстрирует высокую сходимость с экспериментом: упругие силы на штоке в начале и в конце хода совпадают, а расхождение их значений при движении штока не превышает 10 %.

Для оценки корректности работы имитационной модели ПГР, созданной средствами SimHydraulics в связке с блоком учета теплонагруженности, проведено сравнение результатов экспериментального исследования рессоры на теплонагруженность и имитационного моделирования нагружения ПГР идентичным экспе-

рименту возмущающим воздействием. Согласно стендовым испытаниям, тепловая мощность, выделявшаяся в ПГР, составляла 2,2 кВт. На рис. 6 приведен график средней мощности тепловыделения в рессоре во время моделирования, на котором видно, что тренд мощности близок к 2,2 кВт, что совпадает с экспериментальными результатами.

Представленный на рис. 7 тренд выхода ПГР на стационарный тепловой режим позволяет констатировать, что температура стабилизации составит 150...160 °С и с высокой степенью вероятности совпадет с верхней границей ее диапазона. Нагрев пневмоцилиндра низкой жесткости ПГР до температуры 100 °С происходит за 810 с (13,5 мин). Средняя температура наружной поверхности стенки ПГР достигает 100 °С через 870 с (14,5 мин), средняя температура рабочей жидкости — через 765 с (12,75 мин), а стационарный тепловой режим наступит примерно через 3 000...3 200 с после начала моделирования. При этом температура стабилизации составит примерно 165 °С (160 °С через 3 000 с после начала моделирования).

Кривая, отражающая среднюю температуру рабочей жидкости в ПГР, практически точно дублирует экспериментальную кривую нагрева ПГР, в то время как средняя расчетная температура стенки имеет значение более низкое, чем экспериментальное. Это можно объяснить неравномерностью теплового поля поверхности ПГР. Средняя температура жидкости близка к пиковой температуре пневмоцилиндра ПГР КМ, но имеет несколько более высокие значения. В целом можно отметить высокую адекватность модели ПГР, учитывающей тепловую напряженность.

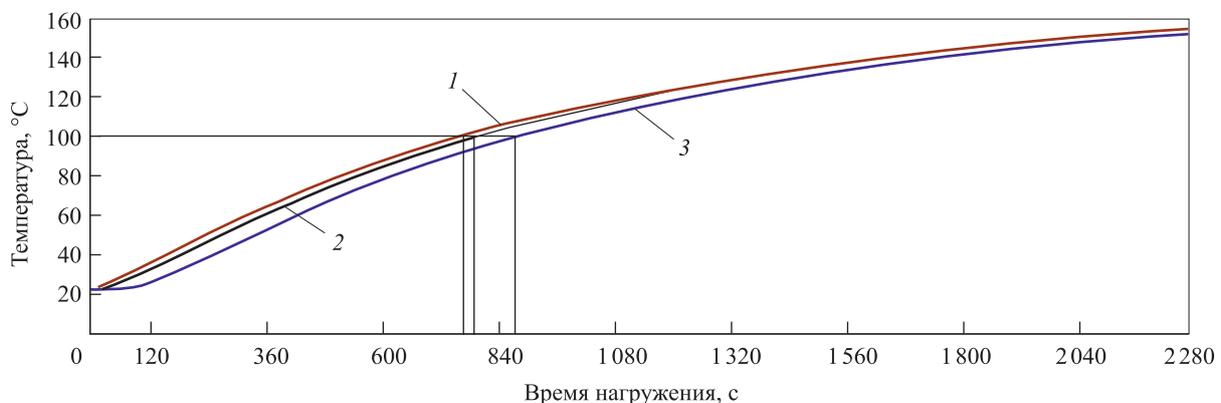


Рис. 7. Кривые нагрева ПГР КМ:

1 — средняя температура рабочей жидкости (моделирование); 2 — температура поверхности стенки пневмоцилиндра ПГР (эксперимент); 3 — средняя температура наружной поверхности ПГР (моделирование)

Погрешность определения температуры теплового равновесия определяется по формуле

$$\Delta T_{\text{стац}} = \frac{T_{\text{э}}^{\text{стац}} - T_{\text{мод}}^{\text{стац}}}{\min(T_{\text{мод}}^{\text{стац}}, T_{\text{э}}^{\text{стац}})} 100 \%, \quad (1)$$

где $T_{\text{э}}^{\text{стац}}$ — приближительная температура стационарного теплового режима, полученная при эксперименте, °С; $T_{\text{мод}}^{\text{стац}}$ — температура рессоры при стационарном тепловом режиме, соответствующая результатам моделирования, °С.

Например, в рассматриваемом случае погрешность

$$\Delta T_{\text{стац}} = \frac{165 - 160}{160} 100 \% = 3,2 \%$$

Таким образом, можно сделать вывод, что имитационная модель ПГР, созданная с использованием компонентов библиотеки Sim-Hydraulics и включающая в себя блок учета теплонагруженности, выполненный в соответствии с методом конечных разностей Шмидта, имеет хорошую сходимость с экспериментом: погрешность определения ключевых параметров не превышает 10 %.

Исследование внутренней динамики ПГР гусеничной машины (ГМ) легкой весовой категории. В ходе исследования выполнено сравнение результатов имитационного математического моделирования и стендовых испытаний ПГР ГМ легкой весовой категории. На рис. 8 приведены демпфирующие характеристики для серийной и экспериментальной рессор машины, а на рис. 9 — динамические характеристики ПГР при различных значениях температуры T .

Демпфирующая характеристика, полученная путем имитационного математического моделирования, демонстрирует высокую сходимость с результатами эксперимента. Динамическая характеристика, соответствующая результатам моделирования, отличается от экспериментальной незначительно: максимальное расхождение сил не превышает 10 %.

Исследование ПГР на теплонагруженность проводили следующим образом: рессору нагружали гармоническим воздействием с амплитудой $A = 50$ мм и частотой $f = 1$ Гц. Начальное положение штока соответствовало середине его хода (80 мм). Заправочное давление газа в пневмоцилиндре составляло 2 МПа. Тепловая мощность, выделявшаяся в процессе экспери-

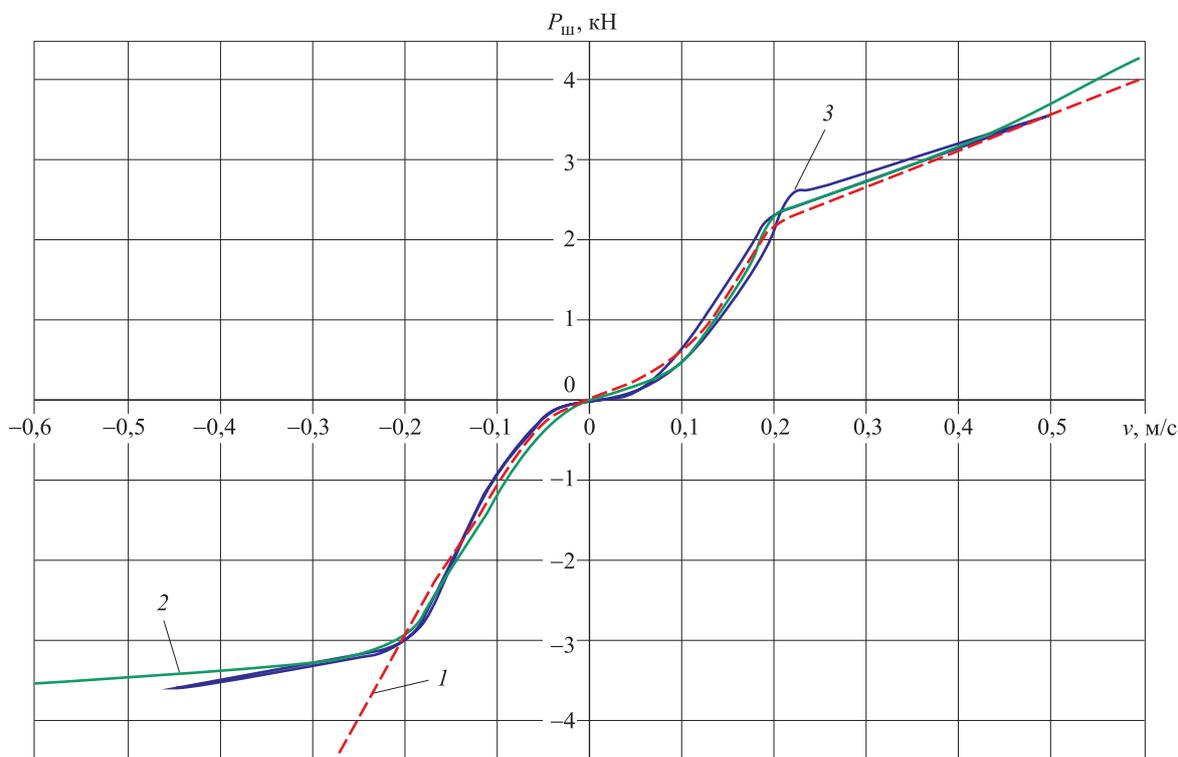


Рис. 8. Демпфирующие характеристики ПГР ГМ:

1 — серийная рессора (испытания); 2 — экспериментальная рессора (испытания); 3 — экспериментальная рессора (моделирование); $P_{\text{ш}}$ — сила неупругого сопротивления на штоке; v — скорость перемещения штока

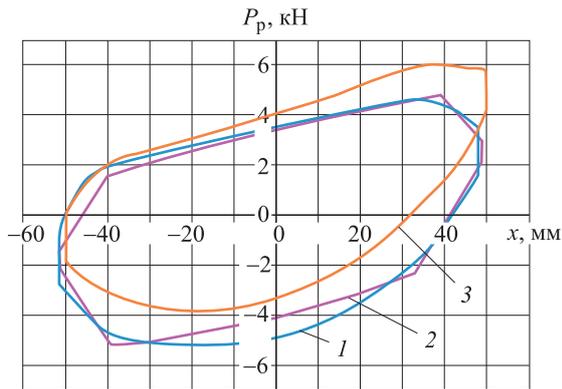


Рис. 9. Динамические характеристики ПГР ГМ:
1 — $T = 21,3^\circ\text{C}$ (испытания); 2 — $T = 21,3^\circ\text{C}$ (моделирование); 3 — $T = 92,9^\circ\text{C}$ (испытания); P_p — сила неупругого сопротивления рессоры; x — ход рессоры

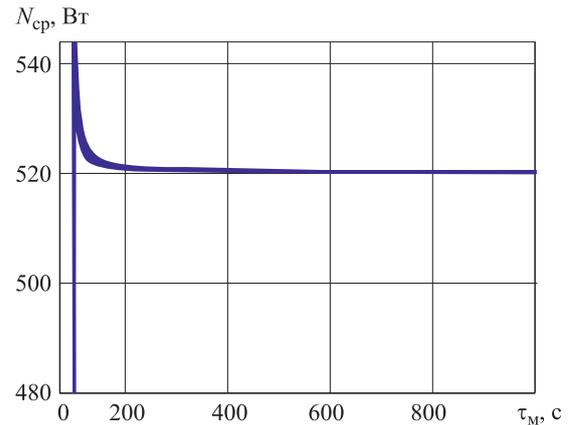


Рис. 10. Зависимость средней мощности тепловыделения N_{cp} в ПГР ГМ от времени моделирования τ_m

мента и рассчитанная по диаграмме динамической характеристики, составляла 550 Вт.

На рис. 10 представлен график средней тепловой мощности, выделявшейся в ПГР при моделировании. Среднее значение тепловой мощности за время расчета составило 520 Вт, а погрешность ее определения — 6 %.

Измерение температуры наружной поверхности ПГР проводили бесконтактным способом с использованием профессиональной тепловизионной камеры Testo 890. На рис. 11 показаны совмещенная с результатами моделирования характеристика теплонагруженности ПГР через 10 мин после начала эксперимента, а также тренд выхода на стационарный тепловой режим. На рис. 12 приведена термограмма наружной поверхности ПГР через 10 мин после начала эксперимента.

Как видно из рис. 12, зоны с наивысшей температурой сосредоточены на гидроцилин-

дре возле клапанной системы и в зоне контакта уплотнений поршня с зеркалом цилиндра. Наибольшая температура поверхности пневмоцилиндра ниже температуры гидроцилиндра примерно на 10°C . Это связано, во-первых, с меньшими силами «сухого» трения: динамические давления жидкости в пневмоцилиндре имеют более низкие значения, так как избыточные по отношению к упругим давлениям демпфирующие давления сосредоточены в гидроцилиндре перед дросселирующей системой. Во-вторых, основные гидравлические потери также происходят при перетекании жидкости через дросселирующую систему. Гидроканал выхода жидкости в пневмоцилиндр имеет достаточно большой диаметр (10 мм), что вместе с диаметром пневмоцилиндра 50 мм обеспечивает незначительный перепад давлений.

Участок поверхности пневмоцилиндра, соответствующий расположению газовой поло-

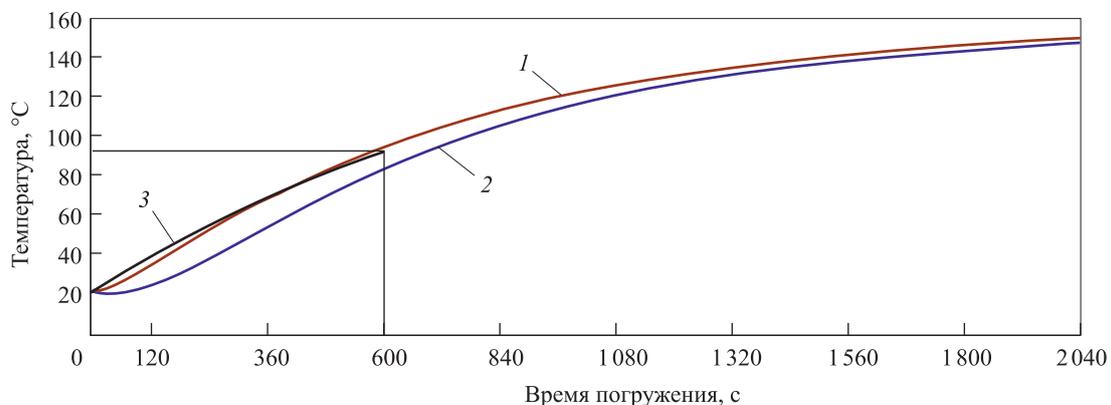


Рис. 11. Кривые нагрева ПГР ГМ:
1 — средняя температура рабочей жидкости (моделирование); 2 — пиковая температура наружной поверхности ПГР (эксперимент); 3 — средняя температура наружной поверхности ПГР (моделирование)

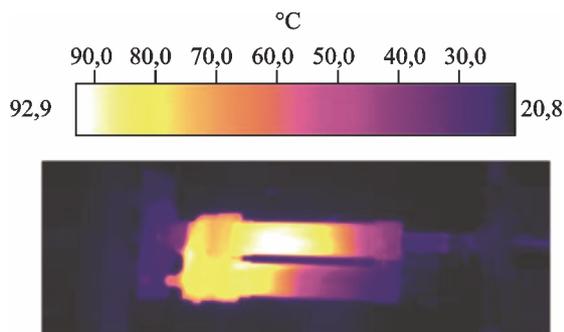


Рис. 12. Термограмма ПГР ГМ через 10 мин после начала эксперимента

сти, имеет максимальную температуру в диапазоне 50...60 °С. Наименьшая температура равна примерно 30 °С. Средняя температура поверхности, рассчитанная с использованием термопрофиля пневмоцилиндра, составляет 46 °С, т. е. за время эксперимента температура наружной поверхности газовой полости пневмоцилиндра выросла на 26 °С.

Изменение температуры газа, которое рассчитано по диаграмме динамических характеристик (см. рис. 9), составляет 10 % (максимальная сила в начале эксперимента равна 13,8 кН, а в конце — 15,2 кН). Тогда абсолютная температура газа в конце эксперимента, определяемая выражением

$$t_1 = (t_0 + 273) \cdot 1,1 - 273,$$

где t_0 — температура газа в начале эксперимента, °С, составляет

$$t_1 = (20,8 + 273) \cdot 1,1 - 273 = 50,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Полученное значение температуры газа несколько больше температуры поверхности пневмоцилиндра, однако это естественно и в полной мере отражает неустановившийся тепловой режим ПГР. По тренду нагрева, показанному на рис. 11, видно, что тепловое равновесие наступит приблизительно через 1 800 с (30 мин) после начала эксперимента при температуре примерно 140...150 °С и с высокой степенью вероятности совпадет с нижней границей ее диапазона. Установившаяся температура ПГР по результатам моделирования составила 150 °С (время моделирования — 2 000 с (33 мин)). Согласно выражению (1), погрешность

$$\Delta T_{\text{стац}} = \frac{150 - 140}{140} 100 \% = 7 \text{ } \%.$$

Мощность тепловыделения в пневмоциindre ниже, чем в гидроцилиндре, и теплонагру-

женность этой зоны ПГР также меньше. Наиболее теплонагруженной зоной является рабочая полость гидроцилиндра.

Выводы

1. По результатам моделирования установлено, что использование имитационных моделей, составленных с применением компонентов библиотеки SimHydraulics, обеспечивает высокую точность: погрешность определения статических и динамических характеристик не превышает 10 %.

2. При совместном применении имитационных моделей и моделей учета тепловой нагрузки, основанных на методе конечных разностей Шмидта, дает возможность определить температуру установившегося теплового режима с погрешностью менее 10 %. Вместе с тем получаемые температуры жидкости и поверхности ПГР соответствуют наиболее нагретым зонам реальных конструкций, т. е. позволяют оценивать работоспособность конструкций. Точный учет температурных градиентов в разных участках узла невозможен. Для определения теплонагруженности рессоры в области газовых полостей и в других локальных участках необходимо применение более сложных методик, основанных на методе конечных элементов.

3. По результатам экспериментального исследования ПГР ГМ выявлено, что «сухое» трение между уплотнениями поршней и зеркалами цилиндров играет огромную роль в генерации избыточной температуры ПГР. Снижение сил «сухого» трения путем замены резиновых уплотнений на фторопластовые позволит уменьшить теплонагруженность гидроцилиндра ПГР.

4. Размещение пневмокамер и гидроцилиндра в разных корпусах, а также разнесение пневмоцилиндра и дросселирующей системы также позволяют снизить тепловую нагрузку пневмоцилиндра и уменьшить рост температуры газа.

5. Высокие температуры стационарного теплового режима, достигаемые при стендовых испытаниях ПГР, обусловлены низкими коэффициентами теплоотдачи. В случае расположения ПГР снаружи корпуса машины при движении по местности на нее действует набегающий поток воздуха, скорость которого в первом приближении равна скорости машины. Таким образом, интенсивность конвективного теплообмена вырастает в несколько раз, что снижает

тепловую нагруженность узлов. Для ПГР КМ с высокой степенью вероятности можно утверждать, что температура установившегося теплового режима не превысит 100...120 °С.

6. Для ПГР ГМ вследствие ее расположения в замкнутом объеме корпуса температура теп-

лового равновесия, вероятно, будет не ниже расчетной, так как характер теплообмена практически не отличается от условий эксперимента. Для ПГР, устанавливаемых внутри корпуса машины, целесообразно использовать принудительную жидкостную систему охлаждения.

Литература

- [1] Смирнов А.А. *Математическое моделирование пневмогидравлических устройств систем поддрессирования транспортных средств*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 1999. 179 с.
- [2] Жилейкин М.М., Сарач Е.Б., Котиев Г.О. Экспериментальное исследование нагрузочных характеристик двухкамерной пневмогидравлической рессоры подвески автомобильных платформ нового поколения средней и большой грузоподъемности. *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2011, № 12. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/346642.html> (дата обращения 16 октября 2016).
- [3] Котиев Г.О., Смирнов А. А., Шилкин В. П. *Исследование рабочих процессов в пневмогидравлических системах поддрессирования гусеничных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 80 с.
- [4] Котиев Г.О., Сарач Е.Б. *Комплексное поддрессирование высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 184 с.
- [5] Ципилев А.А. Исследование теплонагруженности пневмогидравлических устройств систем поддрессирования быстроходных транспортных машин. *Труды НАМИ*, 2015, № 261, с. 152–172.
- [6] Сухоруков А.В. *Управление демпфирующими элементами в системе поддрессирования быстроходной гусеничной машины*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2003. 149 с.
- [7] Лобасова М.С., Финников К.А., Миловидова Т.А., Дектерев А.А., Серебренников Д.С., Минаков А.В., Кузоватов И.А., Васильев В.В. *Тепломассообмен: курс лекций*. [Электрон. ресурс]. Красноярск, ИПК СФУ, 2009.
- [8] Михеев М.А., Михеева И.М. *Основы теплопередачи*. Москва, Энергия, 1977.
- [9] Фурунжиев Р.И., Останин А.Н. *Управление колебаниями многоопорных машин*. Москва, Машиностроение, 1984. 206 с.
- [10] Сарач Е.Б., Ципилев А.А. Методика аналитического подбора конструктивных параметров пневмогидравлических рессор. *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2014, № 11. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/733738.html> (дата обращения 16 октября 2016).
- [11] Поздеев А.В., Новиков В.В., Дьяков А.С., Похлебин А.В., Рябов И.М., Чернышов К.В. *Регулируемые пневматические и пневмогидравлические рессоры подвесок автотранспортных средств*. Волгоград, ВолгГТУ, 2013. 244 с.
- [12] Кирьянов Д.В., Кирьянова Е.Н. *Вычислительная физика*. Москва, Полибук Мультимедиа, 2006. 352 с.
- [13] *Matlab*. URL: <http://uk.mathworks.com/help/matlab> (дата обращения 16 октября 2016).
- [14] Руппель А.А., Сагандыков А.А., Корытов М.С. *Моделирование гидравлических систем в MATLAB*. Омск, СибАДИ, 2009. 172 с.
- [15] *Simscape*. URL: <http://matlab.ru/products/simscape> (дата обращения 16 октября 2016).

References

- [1] Smirnov A.A. *Matematicheskoe modelirovanie pnevmogidravlicheskih ustroystv sistem podressorivaniia transportnykh sredstv*. Diss. kand. tekhn. nauk [Mathematical modeling of devices pneumatic hydraulic suspension systems of vehicles. Cand. tech. sci. diss.]. Moscow, 1999. 179 p.
- [2] Zhileikin M.M., Sarach E.B., Kotiev G.O. Eksperimental'noe issledovanie nagruzochnykh kharakteristik dvukhkamernoi pnevmogidravlicheskoj resory podveski avtomobil'nykh platform novogo pokoleniia srednei i bol'shoi gruzopod'emnosti [Experimental research of loading characteristics of a two-chamber pneumo-hydraulic spring of a suspension bracket of new

- generation automobile platforms of average and big load-carrying capacities]. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education. Bauman MSTU]. 2011, no. 12. Available at: <http://technomag.bmstu.ru/doc/346642.html> (accessed 16 October 2016).
- [3] Kotiev G.O., Smirnov A. A., Shilkin V. P. *Issledovanie rabochikh protsessov v pnevmogidravlicheskikh sistemakh podressorivaniia gusenichnykh mashin* [Research of working processes in fluid suspension systems of tracked vehicles]. Moscow, Bauman Press, 2001. 80 p.
- [4] Kotiev G.O., Sarach E.B. *Kompleksnoe podressorivanie vysokopodvizhnykh dvukhzvennykh gusenichnykh mashin* [Integrated cushioning highly mobile articulated tracked vehicle]. Moscow, Bauman Press, 2010. 184 p.
- [5] Tsipilev A.A. *Issledovanie teplonagruzhennosti pnevmogidravlicheskikh ustroystv sistem podressorivaniia bystrokhodnykh transportnykh mashin* [Research heat load devices pneumohydraulic suspension systems of high-speed transport cars]. *Trudy NAMI* [Proceedings of the NAMI]. 2015, no. 261, pp. 152–172.
- [6] Sukhorukov A.V. *Upravlenie dempfiruiushchimi elementami v sisteme podressorivaniia bystrokhodnoi gusenichnoi mashiny*. Diss. kand. tekhn. nauk [Control damping elements in the system of high-speed tracked vehicle suspension. Cand. tech. sci. diss.]. Moscow, 2003. 149 p.
- [7] Lobasova M.S., Finnikov K.A., Milovidova T.A., Dekterev A.A., Serebrennikov D.S., Minakov A.V., Kuzovatov I.A., Vasil'ev V.V. *Teplomassoobmen: kurs lektsii*. [Heat and mass transfer: a course of lectures]. Krasnoyarsk, IPK SFU, 2009.
- [8] Mikheev M.A., Mikheeva I.M. *Osnovy teplotperedachi* [Fundamentals of heat transfer]. Moscow, Energiya publ., 1977.
- [9] Furunzhiev R.I., Ostanin A.N. *Upravlenie kolebaniiami mnogoopornykh mashin* [Management fluctuations multisupport machines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1984. 206 p.
- [10] Sarach E.B., Tsipilev A.A. *Metodika analiticheskogo podbora konstruktivnykh parametrov pnevmogidravlicheskikh resor* [Technique for Analytical Selection of Design Parameters of Pneumatic-hydraulic Springs]. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education. Bauman MSTU]. 2014, no. 11. Available at: <http://technomag.neicon.ru/en/doc/733738.html> (accessed 16 October 2016).
- [11] Pozdeev A.V., Novikov V.V., D'iakov A.S., Pokhlebin A.V., Riabov I.M., Chernyshov K.V. *Reguliruemye pnevmaticheskie i pnevmogidravlicheskie resory podvesok avtotransportnykh sredstv* [Adjustable pneumatic and pneumatic-spring suspension vehicles]. Volgograd, VolgSTU publ., 2013. 244 p.
- [12] Kir'ianov D.V., Kir'ianova E.N. *Vychislitel'naia fizika* [Computational physics]. Moscow, Polibuk Mul'timedia publ., 2006. 352 p.
- [13] *Matlab*. Available at: <http://uk.mathworks.com/help/matlab> (accessed 16 October 2016).
- [14] Ruppel' A.A., Sagandykov A.A., Korytov M.S. *Modelirovanie gidravlicheskikh sistem v MATLAB* [Simulation of hydraulic systems in MATLAB]. Omsk, SibADI publ., 2009. 172 p.
- [15] *Simscape*. Available at: <http://matlab.ru/products/simscape> (accessed 16 October 2016).

Статья поступила в редакцию 24.10.2016

Информация об авторах

САРАЧ Евгений Борисович (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: sarach@yandex.ru).

ЦИПИЛЕВ Александр Анатольевич (Москва) — ассистент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: alexts@bmstu.ru).

Information about the authors

SARACH Evgeniy Borisovich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Multi-Purpose Tracked Vehicles and Mobile Robots. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: sarach@yandex.ru).

TSIPILEV Aleksandr Anatolievich (Moscow) — Teaching Assistant, Department of Multi-Purpose Tracked Vehicles and Mobile Robots. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: alexts@bmstu.ru).