

12154937

На правах рукописи

УДК 629.11.012.816

Ципилев Александр Анатольевич

МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАСЧЕТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
И ОЦЕНКИ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЖЕННОСТИ
ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ СИСТЕМ
ПОДРЕССОРИВАНИЯ БЫСТРОХОДНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН
НА ЭТАПЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Специальность

05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Москва 2017

Работа выполнена на кафедре многоцелевых гусеничных машин и мобильных роботов федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана).

Научный руководитель: **Сарач Евгений Борисович**,
доктор технических наук, профессор кафедры
многоцелевых гусеничных машин и
мобильных роботов МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Официальные оппоненты: **Новиков Вячеслав Владимирович**,
доктор технических наук, профессор,
профессор кафедры автоматических установок
Волгоградского государственного
технического университета;

Смирнов Игорь Артурович,
кандидат технических наук, доцент, начальник
кафедры эксплуатации и ремонта вооружения
и военной техники Московского высшего
общевоинского командного училища.

Ведущая организация: Открытое акционерное общество
«Всероссийский научно-исследовательский
институт транспортного машиностроения».

Защита диссертации состоится «22» января 2018 г. в ____ на заседании
Диссертационного совета Д212.141.07 в Московском государственном
техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу 105005, Москва, 2-ая
Бауманская ул., д. 5.

Ваши отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью, просьба
выслать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте
(<http://www.bmstu.ru>) Московского государственного технического
университета им. Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан «____» _____ 2017 г.

Ученый секретарь
Диссертационного совета,
доктор технических наук



Сарач Е.Б.

Актуальность темы. В настоящее время рост удельных мощностей быстроходных гусеничных машин (БГМ) обуславливает увеличение средних скоростей движения, приводя к частому появлению ранее нехарактерных режимов движения с «вылетами» – «прыжками» при преодолении неровностей, характеризующихся отрывом всех катков БГМ от опорного основания. Современные системы поддрессоривания (СП) БГМ, обеспечивают преодоление периодической неровности высотой не более 0,18–0,2 м с вертикальными ускорениями, не превышающими 30–35 м/с². Как правило, это позволяет обеспечить требуемую среднюю скорость движения БГМ. Однако для машин с высокими показателями удельной мощности средняя скорость при ограничениях СП может быть недостаточной с точки зрения реализации скоростных возможностей. Необходимый для увеличения средней скорости движения рост высоты этой – «проходной» – неровности возможен за счет использования демпферов с более высокой способностью к рассеянию энергии, силы сопротивления которых в традиционных СП ограничены как значениями передаваемых на поддрессоренный корпус высокочастотных ускорений, так и «зависанием» опорных катков на обратном ходе вследствие неудерживающей связи с опорным основанием. Кроме этого, увеличение сил сопротивления демпферов влечет рост рабочих давлений и тепловой нагруженности устройства, негативно влияя на плавность хода БГМ, а в ряде случаев вызывает разрушение узла подвески. В связи с этим совершенствование СП с целью повышения быстроходности и снижения теплонагруженности является актуальной задачей.

Цель и задачи исследования. Целью настоящей работы является обеспечение заданной быстроходности гусеничных машин на этапе проектирования путем определения рациональных характеристик упругих и демпфирующих элементов пневмогидравлических устройств системы поддрессоривания и обеспечения их работоспособности путем определения допустимой тепловой нагруженности.

Для достижения поставленной цели в работе поставлены и решены следующие задачи:

- проанализированы существующие методы определения расчетных характеристик СП;
- создана имитационная математическая модель (ММ) движения БГМ с пневмогидравлическими рессорами (ПГР) по неровностям, пригодная для оценки тепловой нагруженности пневмогидравлической СП (ПГСР) непосредственно в процессе моделирования движения по неровностям;
- проведена верификация разработанной ММ путем сравнения со стендовыми испытаниями ПГР и в составе БГМ с ПГСР;
- разработан метод определения характеристик упругодемпфирующих элементов ПГСР, а также оценки тепловой нагруженности;
- проведен сравнительный анализ эффективности СП БГМ различных весовых категорий с характеристиками, полученными разработанным

методом, и с использованием традиционных методов.

Научная новизна. В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований:

- создана оригинальная ММ ПГР, позволяющая учитывать внутреннюю динамику ее работы, включая новую модель оценки тепловой нагруженности. Особенностью ММ является использование метода конечных разностей для расчета температурных полей в процессе моделирования движения БГМ;

- разработан оригинальный метод определения характеристик упругих и демпфирующих элементов ПГСП БГМ, отличающийся учетом возможных частых «прыжков» машины при преодолении неровностей;

- разработан оригинальный метод оценки теплонагруженности ПГСП БГМ для определения работоспособности разрабатываемого пневмогидравлического устройства (ПГУ), отличающийся возможностью использования на этапе проектировочного расчета.

Достоверность. Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается использованием строгого математического аппарата механики, гидравлики, термодинамики и теплопередачи, научно обоснованных теоретических предпосылок, сравнением расчетных данных и экспериментальных результатов.

Практическая ценность работы. Применение результатов проведенных исследований позволяет получить характеристики упругого и демпфирующего элементов ПГСП, необходимые для преодоления трамплинов с высокими скоростями движения; применение ММ позволяет оценить теплонагруженность ПГСП, необходимость введения системы принудительного охлаждения, а также рассчитать ее параметры, что позволяет сократить сроки проектирования и доводочных испытаний.

Реализация результатов работы. Материалы диссертационной работы используются в учебном процессе при подготовке инженеров на кафедре многоцелевых гусеничных машин и мобильных роботов МГТУ им. Н.Э. Баумана, а также в выполняемых в НИИ СМ МГТУ им. Н.Э. Баумана НИОКТР. Результаты работы внедрены в ПАО «КАМАЗ».

Апробация работы. Основные положения диссертации доложены на конференциях, проходивших на кафедре многоцелевых гусеничных машин и мобильных роботов МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2010 г. – 2017 г.), XV Международной научно-практической конференции «Современные тенденции развития науки и технологий» (Белгород, 2016 г.), III Международной научно-практической конференции "Инновационное развитие современной науки: проблемы, закономерности, перспективы" (Пенза, 2017 г.).

Публикации. Основное содержание диссертации отражено в 7 статьях, опубликованных в ведущих рецензируемых научных изданиях, рекомендованных в перечне ВАК РФ. Общий объем публикаций – 13,1 п.л.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав, общих результатов, заключения и выводов по работе, списка литературы из 101

Основные положения, выносимые на защиту диссертации:

1. Оригинальная ММ ПГР, позволяющая учитывать внутреннюю динамику ее работы, включая расчет тепловой нагруженности.
2. Метод определения характеристик СП БГМ.
3. Метод оценки тепловой нагруженности СП БГМ.
4. Результаты теоретических и экспериментальных исследований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы, формулируется цель работы, отмечена научная новизна и приводится краткое содержание выполненных исследований по главам.

В первой главе приведен анализ существующих СП и классификация конструктивных решений ПГСР, в главе дается также наиболее общее описание конструкции и принципов работы таких подвесок, приведены алгоритмы управления демпфирующими элементами ПГСР. Кроме этого, дан подробный обзор существующих методов определения параметров ПГСР и оценки нагруженности. Показано, что необходима известная согласованность между характеристиками упругого и демпфирующего элементов, а при расчете параметров подвески, обеспечивающих высокую плавность хода, отмечается отсутствие методов определения характеристик демпфирующих элементов при движении БГМ с частыми «прыжками» – «вылетами».

Также в данной главе рассматривается особенность метода расчета фрактальных и релаксационных СП в отрыве от вопросов тепловой нагруженности, отмечается отсутствие методов, позволяющих проводить определение рациональных конструктивных параметров ПГСР с учетом теплонагруженности ПГР и пневмогидравлических амортизаторов (ПГА).

Кроме этого, в первой главе обосновывается необходимость использования имитационного математического моделирования для исследования внутренней динамики ПГУ при рассмотрении их как отдельно, так и в составе имитационной ММ движения БГМ по неровностям. Проведен анализ работ научных школ МГТУ им. Н.Э. Баумана, академии БТВ, 21 НИИ МО РФ г. Бронницы, 38 НИИ МО РФ, МАДИ, НГТУ им. Р.Е. Алексеева, ВолгГТУ, ОАО «ВНИИТрансмаш» и других организаций, занимавшихся вопросами плавности хода БГМ. Отмечен значительный вклад таких ученых как Аврамов В.П., Дербаремдикер А.Д., Никитин А.О., Дмитриев А.А., Савочкин В.А., Силаев А.А., Котиев Г.О., Наказной О.А., Новиков В.В., Сарач Е.Б., Смирнов А.А., а исследования, вошедшие в диссертацию, основаны на трудах, посвященных выбранному направлению исследования систем поддрессирования БГМ.

В завершение первой главы сформулированы основные задачи, позволяющие достичь цель работы, решению которых посвящены остальные

главы диссертации.

Вторая глава содержит описание ММ ПГР, разработанной для исследования динамики внутренних процессов работы газа и жидкости. ММ, описывающая поведение ПГР без учета тепловых процессов, основана на методике, предложенной А.А. Смирновым. ПГР разделяется на независимые функциональные блоки – гидро- и пневмоцилиндры, дроссельную систему, – связанные друг с другом посредством механических, пневматических и гидравлических связей. Пневмоцилиндр состоит из механической, пневматической и гидравлической подсистем, а гидроцилиндр и дроссельная система – из гидравлической и механической подсистем.

Механическая подсистема (Рис. 1) описывается дифференциальным уравнением, которое имеет вид

$$\frac{1}{m} \int_0^t \left(\int_0^t (cx + b\dot{x} - R_{yn}(x, \dot{x}) - F_{yn}(x) - R_{тр}(\dot{x}) - R_d(\dot{x})) dt \right) dt = x_n - R_d(\dot{x})c_{ж},$$

где $x, \dot{x} = dx/dt$ – задаваемое воздействие на шток с поршнем (поршень-разделитель для пневмоцилиндра) м, м/с;

m – масса штока с поршнем (поршня-разделителя), кг;

c – условная жесткость материала штока, Н/м;

b – условное внутреннее демпфирование материала штока, Нм/с;

$R_{yn}(x, \dot{x}), F_{yn}(x)$ – демпфирующая и упругая реакции упоров, Н;

$R_d(\dot{x})$ – составляющая демпфирующей силы, учитывающая потери при перетекании жидкости из гидроцилиндра (пневмоцилиндра) к клапанной системе, Н;

$c_{ж}$ – характеристика сжимаемости жидкости;

x_n – фактическое перемещение поршня со штоком (поршня-разделителя), м.

Пневматическая подсистема описывается уравнением Редлиха-Квонга и уравнением политропы:

$$p(V, T) = vRT / (V - vb) - v^2 a / (\sqrt{TV}(V + vb)); p = p_0 (V_0/V)^n.$$

В этих зависимостях p и p_0 – текущее и начальное давления газа в газовой полости, Па;

V и V_0 – текущий и начальный объемы газа в газовой полости, м³;

T – температура газа, К;

R – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К);

v – количество газа в газовой полости, моль;

a и b – некоторые постоянные для данного вещества коэффициенты.

Гидравлическая подсистема описывает поведение жидкости в дроссельной системе при ее перетекании через гидравлические сопротивления. Силы сопротивления, возникающие при этом, описываются зависимостями, приведенными в справочнике по гидравлике.

Основной оригинальной частью ММ ПГР является тепловая подсистема. Данная подсистема разработана на основе метода конечных разностей Э. Шмидта. Суть метода заключается в замене непрерывного теплового

процесса для трехмерного теплового поля, описываемого дифференциальным уравнением

$$\partial t / \partial \tau = a \left(\partial^2 t / \partial x^2 + \partial^2 t / \partial y^2 + \partial^2 t / \partial z^2 \right),$$

на дискретный процесс, представленный уравнением в конечных разностях, которое для одномерного теплового поля имеет вид

$$\Delta t / \Delta \tau = a \cdot \Delta^2 t / \Delta x^2.$$

Здесь a – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$;

t – температура тела в различных его точках, К ;

τ – время, сек;

x, y, z – координаты точек тела в пространстве.

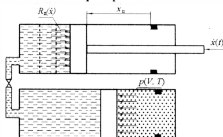


Рис. 1. Расчетная схема к описанию механической части математической модели:

$\dot{x}(t)$ – задаваемая скорость штока; $R_n(x)$ – реакция со стороны жидкости при ее перетекании через дроссельные сопротивления; $p(V, T)$ – реакция со стороны газа в виде давления в газовой полости; x_n – фактическое перемещение поршня

При выборе временного интервала $\Delta \tau = \Delta x^2 / (2a)$ можно записать решение уравнения в виде

$$t_{n,k+1} = 0,5(t_{n+1,k} + t_{n-1,k}),$$

где n – порядковый номер слоя материала (Рис. 2);

k – номер рассматриваемого временного интервала $\Delta \tau$.

Выражения, определяющие температуры поверхностей тела и вспомогательных точек a с обеих сторон границ тела, имеют вид

$$t_o = t_0 \left(\frac{2\lambda_c - \Delta x \alpha}{2\lambda_c} \right) + t_{\text{ж}} \left(1 - \frac{2\lambda_c}{2\lambda_c + \Delta x \alpha} \right), t'_o = t_1 \left(\frac{2\lambda_c}{2\lambda_c + \Delta x \alpha} \right) + t_{\text{ж}} \left(1 - \frac{2\lambda_c}{2\lambda_c + \Delta x \alpha} \right),$$

где t_0 – температура поверхности стенки;

λ_c – коэффициент теплопроводности стенки, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

Δx – толщина слоя, м;

α – коэффициент теплоотдачи теплоноситель-стенка, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$t_{\text{ж}}$ – температура жидкости, отражается на рисунке точкой R .

Входными данными для моделирования процесса нагрева ПГР служит изменение температуры рабочей жидкости, определяющееся по формуле:

$$\Delta T = -\frac{1}{m_* c_p} \int_0^t P(\dot{x}_n) \dot{x}_n dt,$$

где m_* – масса рабочей жидкости, кг;

c_p – удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К);

$P(x_n)$ – демпфирующая сила, приведенная к скорости штока, Н.

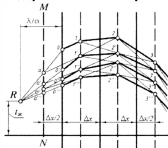


Рис. 2. Схема решения одномерной задачи нестационарной теплопроводности
Процесс нагрева ППР описывается уравнением

$$W = \int_0^t P(\dot{x}_n) \dot{x}_n dt - \int_0^t Q_k dt - \int_0^t Q_n dt - \sum_i \Delta T_i m c_p,$$

где Q_k , Q_n – мощность теплоотдачи с поверхности ППР за счет конвекции и излучения соответственно, Вт;

где $\sum_i \Delta T_i$ – суммарное изменение температуры слоев стенок ППР за один шаг интегрирования, К;

m – масса незаправленной ППР, кг;

c_p – удельная теплоемкость стали, Дж/(кг·К).

Для сохранения адекватности имитационной ММ были разработаны зависимости перехода от реальных объектов к эквивалентным «плоским» ММ.

Площадь поверхности теплообмена предлагается рассчитывать через площади поверхностей эквивалентных цилиндров:

$$F = \sum_{i=1}^n F_i,$$

где n – количество эквивалентных элементов теплообмена. Например, для однокамерной ППР $n=2$; для двухкамерной $n=3$. Для однокамерной ППР с противодавлением при условии исполнения камеры противодавления в штоке $n=2$;

F_i – площадь поверхности эквивалентного цилиндра, м².

Площадь F_i рассчитывается так:

$$F_i = \pi D_i L_i + 2\pi D_i^2 + 2\pi (D_i + 0,02) D_{ni},$$

где D_i – наружный диаметр i -го элемента ППР, м;

L_i – длина i -го элемента ППР, м;

D_{ni} – диаметр поршня i -го элемента ППР, м.

В случае если пневмокамера имеет сферическую форму, ее можно преобразовать в эквивалентный цилиндр, площадь поршня которого равна эффективной площади поршня гидроцилиндра, а длина определяется как

$$L_{\text{экв}} = 4V_{\text{шар}} / (\pi D_{\text{экв}}^2) + h_{\text{экв}} + 2b,$$

здесь $V_{\text{шар}}$ – заправочный объем газовой камеры шар-баллона, м^3 ;

$D_{\text{экв}}$ – эквивалентный диаметр поршня-разделителя, численно равный диаметру поршня в гидроцилиндре, м ;

$h_{\text{экв}}$ – эквивалентная толщина поршня-разделителя, м .

Для пневмо- и гидроцилиндров, имеющих стенки разной толщины, средняя эквивалентная толщина стенки рассчитывается как

$$\bar{b} = \sum_{i=1}^k b_i l_i / \sum_{i=1}^k l_i,$$

где b_i , l_i – соответственно, толщина и длина i -го участка цилиндра;

k – общее число участков разной толщины.

Усредненный диаметр будет определяться, таким образом, как

$$\bar{D} = D_n + 2\bar{b}.$$

При расчете эквивалентной площади теплообмена учитываются только площади поверхностей гидроцилиндра и пневмоцилиндров, а площади поверхности корпуса и штока, равно как и теплоотдача в корпус машины в местах крепления ПГР, не учитываются. Их учет производится с помощью коэффициента, включающим в себя оставляющие теплоотдачи поверхностей корпуса и штока ПГР в атмосферу и в корпус машины, то есть

$$F_{\text{экв}} = k_{\text{инт}} \sum_{i=1}^n F_i,$$

где $k_{\text{инт}}$ – интегральный коэффициент учета выпадающей мощности теплоотдачи.

Масса жидкости рассчитывается как $m_{\text{ж}} = V_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}}$, при этом объем ее $V_{\text{ж}}$ определяется по зависимости

$$V_{\text{ж}} = 1,1 \left(\sum_{i=1}^n V_i^{\text{м}} + S_n x_{\text{шт}} \right),$$

где $\sum_{i=1}^n V_i^{\text{м}}$ – суммарное количество жидкости, расположенное в

пневмоцилиндрах при нулевом ходе штока и в гидроцилиндре при полностью выбранном ходе штока, м^3 ;

S_n – эффективная площадь поршня гидроцилиндра, м^2 .

Коэффициент «1,1» вводится на основании проведенной оценки существующих конструкций ПГР для учета объема жидкости, находящейся в дроссельной системе, и участков, где учет точного объема жидкости сложен.

Эквивалентная теплоемкость жидкости определяется как произведение базовой теплоемкости и поправки, учитывающей изменение величины плотности теплового потока при переходе от цилиндрической стенки к

эквивалентной плоской. Теплоемкость рассчитывается по зависимости

$$c_p^{жв} = 2q_i^{шк} c_p / (3q_i^{ст}),$$

где $q_i^{ст} = 1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + (d_2 - d_1)/(2\lambda_2)$ – удельная плотность теплового потока, проходящего через плоскую стенку;

$q_i^{шк} = (1/(\alpha_2 d_1) + 1/(\alpha_1 d_2) + \ln(d_1/d_2)/(2\lambda_2))/\pi$ – удельная плотность теплового потока, проходящего через цилиндрическую стенку.

В этих зависимостях α_1 – коэффициент теплоотдачи сталь – воздух, Вт/(м²·К); α_2 – коэффициент теплоотдачи масло – сталь, Вт/(м²·К); d_2 и d_1 – наружный и внутренний диаметры гидроцилиндра соответственно, м; λ_2 – коэффициент теплопроводности стенки корпуса, Вт/(м²·К).

С целью ограничения вычислительных ресурсов ЭВМ реальная стенка заменяется эквивалентной с числом слоев n_1 . Шаг моделирования в MATLAB Simulink при интегрировании дифференциальных уравнений методом Богацки и Шампина определяется по зависимости

$$\Delta\tau = \left[\frac{\Delta r^2}{2 \cdot 14,7 \cdot 10^{-6}}, -(\lfloor \lg(n_1) \rfloor + 4) \right],$$

где n_1 – коэффициент, определяющий шаг интегрирования;

Δr – расчетная толщина слоя, рассчитываемая как $\Delta r = (d_2 - d_1)/(2n_1)$,

здесь d_2 – наружный диаметр цилиндра, м; d_1 – внутренний диаметр цилиндра, м.

Зависимость позволяет рассчитать шаг моделирования с точностью до знака после запятой, определяемого десятичным логарифмом. Так, если принять $n_1 = 10$, то $\Delta\tau = 0,0034$ с, а если принять $n_1 = 100$, то $\Delta\tau = 0,00034$ с.

Такое допущение позволяет менять шаг интегрирования в соответствии с требованиями механической части модели. Результат расчетов не будет зависеть от шага интегрирования (Рис. 3).

Выбору рассмотренных выше корректировочных зависимостей посвящена заключительная часть второй главы.

В главе 3 представлены результаты верификации разработанной ММ ПГР при работе на стенде и в составе БГМ при движении по неровностям. В качестве экспериментальных данных были приняты результаты стендовых испытаний опытного образца ПГР Урал «Тайфун», созданного в рамках ОКР «Тайфун–ВМК ВгТЗ» и результаты экспериментальных исследований движения ГМ-5970.05, проводимых в рамках НИР «Дозиметрирование».

На Рис. 4 представлены фотография испытательного стенда, на котором проводились исследования работы ПГР (ФГУП «НАМИ», г. Москва). На Рис. 5 представлена фотография испытуемой ГМ-5970.05 (3 ЦНИИ МО РФ).

По итогам верификации ММ путем сравнения с результатами стендовых испытаний было установлено, что расхождение максимальных регистрируемых усилий на штоке в среднем не превышает 16%; мощности тепловыделения – 5,5% (Рис. 6); температуры установившегося теплового режима – 7%; времени достижения температуры ПГР в 100 °С – 12%.

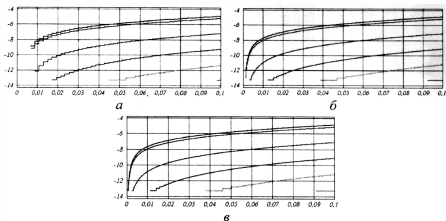


Рис. 3. Участок записи характера прогрева стенки:

a – шаг моделирования $\Delta\tau=2,1\cdot10^{-3}$ с; $б$ – шаг моделирования $\Delta\tau=3,4\cdot10^{-4}$ с;

$в$ – шаг моделирования $\Delta\tau=3,4\cdot10^{-6}$ с;

по оси абсцисс – время моделирования, с;

по оси ординат – относительная температура стенки, $\lg(T_{\text{тек}}-T_{\text{нач}})$

Верификация имитационной ММ ПГР при работе в составе БГМ при движении по неровностям проводилась с использованием разработанной в МГТУ им. Н.Э. Баумана имитационной ММ модели движения БГМ по неровностям, позволяющей производить учет взаимодействия движителя с опорным основанием, в том числе явлений «юза» и «буксования», и позволяющая исследовать динамику БГМ при движении по неровностям с «вылетами» – «прыжками». Скорость движения БГМ в имитационной ММ формируется путем задания скорости вращения ведущего колеса и условий движения, что позволяет проводить исследование динамики поддрессоренного корпуса максимально приближенно к реальному процессу движения. Особенностью разработанной составной части ММ является непосредственное моделирование динамики механической и тепловой подсистем в процессе моделирования движения БГМ по неровностям, что позволяет учитывать фактические характеристики упругодемпфирующих элементов.

По результатам верификации имитационной ММ ПГР в составе БГМ было показано, что погрешность определения температуры поверхности ПГР по результатам заездов по контрольно-измерительной трассе с разными скоростями не превышает 18,8% (Рис. 7). Полученные в результате верификации результаты дают основание говорить об адекватности имитационной ММ ПГР и пригодности ее для исследования теплонагруженности ПГР как отдельно, так и в составе БГМ при ее движении по неровностям.

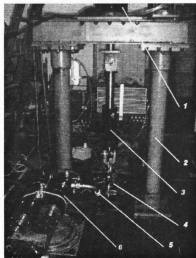


Рис. 4. Внешний вид испытательного стенда:

1 – гидроцилиндр стенда; 2 – стойка стенда; 3 – гидроцилиндр ПГР; 4 – датчик силы; 5 – рукав высокого давления; 6 – блок пневмоцилиндров ПГР



Рис. 5. Внешний вид ГМ 5970.05 с ПГСП

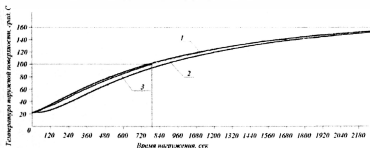


Рис. 6. Сравнение характеристик теплонагруженности ПГР Урал «Тайфун», полученных путем стендовых испытаний и имитационного моделирования.

1 – усредненная температура жидкости, модель; 2 – усредненная температура наружной поверхности ПГР, модель; 3 – нагрев до 100 °С, эксперимент

В главе 4 изложен метод определения характеристик ПГР. Исходными данными для расчета служат: кинематика подвески, позволяющая определить значения статического $x_{шт.ст}$ и полного $x_{шт.полн}$ ходов штока; статическая сила

на штоке $P_{шт.ст.}$, требуемый исходя из назначения машины коэффициент динамичности для ПГР $K'_{дин}$, а также ориентировочный диаметр поршня D_n .

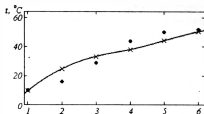


Рис. 7. Результаты моделирования заезда по КИТ для второй подвески: по оси абсцисс – порядковый номер эксперимента: 1 – 25 км/ч; 2 – 30 км/ч; 3 – 35 км/ч; 4 – 40 км/ч; 5 – 45 км/ч; 6 – 50 км/ч; точки – эксперимент; кресты – моделирование; линии – интерполяция результатов моделирования

Алгоритм определения конструктивных параметров упругого элемента СП заключается в следующем:

1. Определение минимального диаметра поршня исходя из ограничений по значению действующих давлений:

$$S_n \geq P_{шт.ст} K'_{дин} / [P_{упр}] + R_{шт.мах} / [P_{демпф}],$$

$R_{шт.мах}$ – максимальная сила неупругого сопротивления на штоке, Н;

$[P_{упр}]$, $[P_{демпф}]$ – максимально допустимые давления от действия сил упругого и неупругого сопротивления соответственно, Па.

2. Определение заправочного объема пневмокамеры. Его можно найти по зависимости

$$V_0 = S_n (x_{шт.ст} + x_{шт.дин} \sqrt[n]{K'_{дин}} / (\sqrt[n]{K'_{дин}} - 1)).$$

Для двухуровневых ПГР с одинаковым заправочным давлением в камерах отношение значений заправочных объемов пропорционально отношению жесткостей камер, при этом суммарный их объем должен быть равен расчетному значению для одноуровневой ПГР. В случае если рассматривается ПГР с разными заправочными давлениями, такое соотношение должно выполняться для статических объемов в камерах.

Для ПГР с вложенными поршнями заправочный объем определяется как

$$V_{0в.п} = V_0 - (S_n - S_{м.п}) x_{ст},$$

где $S_{м.п} = \pi d_{м.п}^2 / 4$ – площадь малого поршня.

3. Определение заправочного давления. Для однопоршневой однокамерной и двухкамерной ПГР с одинаковыми заправочными давлениями оно рассчитывается как

$$p_0 = \left(x_{шт.дин} \sqrt[n]{K'_{дин}} / (x_{шт.полн} \sqrt[n]{K'_{дин}} - x_{шт.ст}) \right)^n p_{ст}.$$

Для двухкамерной ПГР с разными заправочными давлениями в камерах соотношение заправочных давлений можно определить по зависимости

$$w = \left(1 + x_{\text{ст}} \left(\sqrt[3]{K'_{\text{дни}}} - 1 \right) / \left(a x_{\text{шт. дни}} \sqrt[3]{K'_{\text{дни}}} \right) \right)^n,$$

где $a = (c_{\text{выс}}/c_{\text{низ}} + 1)^{-1}$, при этом $c_{\text{выс}}$, $c_{\text{низ}}$ – жесткости камер высокой и низкой жесткостей, соответственно.

Для ПГР с вложенными поршнями заправочное давление составляет

$$P_{0\text{в.п}} = \left((V_{0\text{в.п}} - S_{\text{м.п}} x_{\text{ст}}) / V_{0\text{в.п}} \right)^n P_{\text{ст}}.$$

4. Определение параметров камеры противодействия (для ПГР с противодействием). Минимальный объем камеры противодействия рассчитывается из условия обращения в ноль реакции на штоке при нулевом его ходе, а минимальное давление – из условия сохранения давления в полости противодействия выше атмосферного во всем температурном диапазоне работы ПГР:

$$V_{\text{мин}}^{n, \text{д}} \geq S_{\text{н}}^{n, \text{д}} x_{\text{шт. полн}} / \left(\sqrt[3]{P_0^{n, \text{д}} / (P_{\text{мин}} \Delta T_{\text{среды}})} - 1 \right).$$

С целью уменьшения габаритов ПГР и снижения влияния камеры противодействия на больших ходах подвески желательно использовать минимальный объем камеры.

Далее в главе 4 приводится метод определения характеристик управляемого демпфера, заключающийся в следующем:

1. Демпферы устанавливаются на всех опорных катках для достижения максимальной возможности энергорассеяния в СП.

2. Сопротивление на обратном ходе катка для БГМ определяется из условия «независания» катка при движении БГМ по гармоническому профилю в резонансном режиме по продольно-угловым колебаниям.

3. Сопротивление на прямом ходе при высоком уровне демпфирования ограничивается значением передаваемых на подрессоренный корпус БГМ ускорений, допустимых по условию сохранения экипажем работоспособности, при преодолении трамплина предельной высоты с «вылетом» – «прыжком», высота которого определяется как $h_{\text{max}} = \ddot{z}_{\text{полн}}/g$, где $\ddot{z}$ – допускаемое значение вертикальных ускорений на подрессоренном корпусе.

4. Сопротивление на прямом ходе для низкого уровня демпфирования ограничивается допускаемыми ускорениями «тряски», наклонный участок демпфирующей характеристики оставляется таким же, как для высокого уровня демпфирования, с целью упрощения конструкции ПГР.

На Рис. 8 представлена запись передаваемых на подрессоренный корпус БГМ ускорений при преодолении трамплина предельной высоты в зависимости от характеристики демпфера (Рис. 9).

Далее в главе 4 приводится метод оценки тепловой нагруженности СП БГМ; предлагается алгоритм оценки теплонагруженности СП, даются рекомендации по снижению теплонагруженности и подбору параметров системы охлаждения (СО) существующих и вновь разрабатываемых конструкций СП.

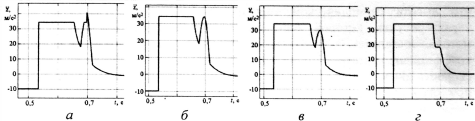


Рис. 8. Запись ускорений, передаваемых на подрессоренный корпус, для различных коэффициентов μ :

t – время моделирования; $\ddot{z}$ – передаваемые ускорения, м/с²;
 $a - \mu = 5 \cdot 10^4$ Нс²/м²; б – $\mu = 6 \cdot 10^4$ Нс²/м²; в – $\mu = 8 \cdot 10^4$ Нс²/м²; г – $\mu = 3 \cdot 10^5$ Нс²/м²

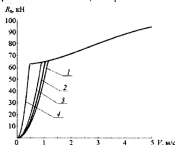


Рис. 9. Варианты характеристик демпфера для БГМ:

R_d – реакция демпфера,

V – скорость вертикального перемещения опорного катка;

1 – $\mu = 5 \cdot 10^4$ Нс²/м²; 2 – $\mu = 6 \cdot 10^4$ Нс²/м²;

3 – $\mu = 8 \cdot 10^4$ Нс²/м²; 4 – $\mu = 30 \cdot 10^4$ Нс²/м²

Также в главе 4 представлены результаты имитационного математического моделирования, свидетельствующие о высокой эффективности принудительного охлаждения. В заключение главы 4 представлены метод оценки качества СП с учетом преодоления БГМ трамплинов и результаты теоретических исследований СП с характеристиками, определенными с помощью разработанного метода, и СП с характеристиками, полученными с использованием существующих методов.

В главе 5 проведен сравнительный анализ предлагаемой СП и СП, характеристики которой были получены известными методами, для БГМ различных весовых категорий на совокупности дорожных условий. В качестве расчетных случаев моделирования движения по неровностям использовались трассы гармонического профиля с длинами неровностей, кратными базам БГМ; полученная моделированием на основе неканонических представлений трасса случайного профиля длиной 1000 м, соответствующая ухабистой лесной дороге средней полосы России (Рис. 10), а также серия трамплинов предельной высоты, как часть периодических неровностей, приводящих к «прыжку» машины.

Результаты моделирования движения БГМ по неровностям периодического профиля со скоростями в диапазоне 4 – 16 м/с показывают,

что высота периодической «проходной» неровности для БГМ с СП, характеристики которой определены с использованием разработанного метода, составляет 0,39 м. Это позволяет обеспечить близкий к единице коэффициент качества СП для удельной мощности БГМ 30 л.с./т, а среднюю скорость движения БГМ по ограничениям СП – близкой к средней скорости при ограничениях возможностей силовой установки при прямолинейном движении.

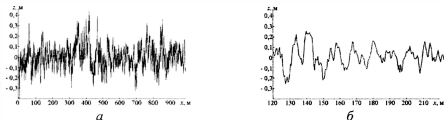


Рис. 10. Продольный профиль трассы для левого борта:

a – полная длина; *б* – фрагмент;

h – высота профиля; *z* – продольная координата профиля

Результаты имитационного математического моделирования движения БГМ по трассе с заданными статистическими характеристиками микропрофиля типа «лесная дорога» показывают, что использование управляемого демпфирования с характеристиками, определенными согласно разработанному методу, позволяет сократить число «пробоев» на 50 – 80 % в сравнении с СП, характеристики которой получены с использованием существующих методов, при росте теплонагруженности в пределах 10%.

Результаты имитационного математического моделирования преодоления БГМ серии трамплинов с высотой в 1,54 м показывают (Рис. 11), что использование демпфирования, характеристики которого определены с помощью разработанного метода, позволяя осуществлять движение БГМ с «прыжками» по неровностям без превышения допустимых значений ускорений, передаваемых на подрессоренный корпус БГМ. При использовании традиционной СП значения ускорений превышают 14g, что приведет к потере работоспособности экипажа.

В заключение главы 5 путем имитационного математического моделирования приведен пример расчетов тепловой нагруженности ПГР с системой принудительного охлаждения (Рис. 12).

Таким образом, использование СП с расчетными характеристиками, определенными в соответствии с разработанным методом, позволяет сократить число «пробоев» подвески на 50 – 80%, за счет чего становится возможным существенно повысить среднюю скорость движения БГМ при незначительном росте теплонагруженности демпфирующих элементов.

Применение системы принудительного охлаждения способно ограничить температуру рабочей жидкости в допустимых пределах.

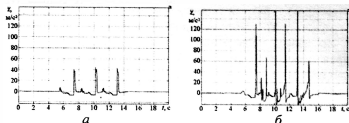


Рис. 11. Запись воспринимаемых ускорений для БГМ ($V = 16$ м/с):
а – пассивно-управляемая СП; б – традиционная СП;
 $\ddot{z}$ – вертикальные ускорения; t – время моделирования

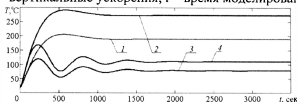


Рис. 12. Иллюстрация средней тепловыгрузки ПГР:
1, 2 – до введения СО; 3, 4 – после введения СО; 1, 3 – ГМ 2; 2, 4 – ГМ 1

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ, ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработаны ММ ПГР, позволяющие учесть внутреннюю динамику ее работы как на стенде, так и в составе СП БГМ. Установлено, что расхождение результатов испытаний и имитационного математического моделирования работы ПГР не превышает: 10% при определении усилий и 7% при определении температуры стабилизации в сравнении с результатами стендовых испытаний; 19% при определении температур ПГР в сравнении с результатами натурных испытаний, что дает основание для вывода о пригодности ММ ПГР для проекторочного и поверочного расчетов пневмогидравлических систем подрессоривания быстроходных гусеничных машин.

2. Разработан метод определения характеристик упругих и демпфирующих элементов пневмогидравлических систем подрессоривания различных конструкций, заключающийся в имитации преодоления машиной трамплина предельной высоты. Установлено, что разработанный метод дает возможность аналитического определения характеристик пневмогидравлических систем подрессоривания, оптимальных для режимов движения с «вылетами» – «прыжками».

3. Разработан метод оценки тепловой нагруженности ПГР при работе в различных условиях, заключающийся в использовании метода конечных разностей. Доказано, что использование разработанного метода позволяет оценить работоспособность ПГР по показателям температурных полей и обосновать необходимость введения системы принудительного охлаждения на этапе проектирования, а также выбирать основные ее параметры: погрешность определения температуры ПГР не превышает 10%.

4. С помощью разработанного метода получены характеристики пневмогидравлической системы поддрессирования для БГМ различных категорий по массе. Расчетным путем установлено, что применение пневмогидравлической системы поддрессирования с управляемым демпфированием и характеристиками, определенными в соответствии с разработанным методом, позволяет значительно повысить показатели плавности хода (количество «пробоев» на мерном участке снижено на 50–80%) при незначительном росте тепловой нагруженности (до 10%) элементов системы поддрессирования для БГМ с удельной мощностью силовой установки 30 л.с./т.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Сарач Е.Б., Ципилев А.А. Методы исследования систем поддрессирования транспортных машин. Электронный журнал: «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». Эл № ФС77-48211. 2012. Выпуск 5. Режим доступа: <http://technomag.neicon.ru/doc/376246.html> (дата обращения: 07.10.2017 г.). (2,25 п.л. / 1,6 п.л.)

2. Сарач Е.Б., Ципилев А.А. Методика аналитического подбора конструктивных параметров пневмогидравлических рессор. Электронный журнал: «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». Эл № ФС77-48211. 2014. Выпуск 11. Режим доступа: <http://technomag.neicon.ru/doc/733738.html> (дата обращения: 07.10.2017 г.). (2,43 п.л. / 2,0 п.л.)

3. Ципилев А.А. Исследование теплонагруженности пневмогидравлических устройств систем поддрессирования быстроходных транспортных машин // Труды НАМИ: Сборник научных статей. ПИ № ФС77-21162. 2015. Выпуск 261. С. 152–172. (1,5 п.л.)

4. Сарач Е.Б., Ципилев А.А. Исследование внутренней динамики пневмогидравлических устройств. Известия высших учебных заведений. Машиностроение. ПИ № ФС77-49142. 2017. Выпуск 2. С. 19 – 29. (1,82 п.л. / 1,2 п.л.)

5. Сарач Е.Б., Ципилев А.А., Наказной О.А. Исследование тепловой нагруженности пневмогидравлической рессоры гусеничной машины легкой весовой категории. Инженерный журнал: наука и инновации. Эл № ФС77-53688. 2016. Выпуск 12. (0,69 п.л. / 0,3 п.л.)

6. Сарач Е.Б., Ципилев А.А., Наказной О.А. Оценка тепловой нагруженности элементов системы поддрессирования гусеничной машины. Инженерный журнал: наука и инновации. Эл № ФС77-53688. 2016. Выпуск 12. (0,81 п.л. / 0,4 п.л.)

7. Ципилев А.А., Васильев А.Б., Кибизов Д.Г. Метод выбора демпфирующей характеристики системы поддрессирования гусеничной машины. Инженерный журнал: наука и инновации. Эл № ФС77-53688. 2017. Выпуск 6. (0,7 п.л. / 0,6 п.л.)