



ВЕСТИК

южно-уральского № 10 (186) государственного университета

2010

ISSN 1990-8504

СЕРИЯ

«МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Выпуск 15

Учредитель – ГОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет»

Редакционная коллегия серии:

д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки и техники РФ Тверской М.М.
(отв. редактор);

д.т.н., профессор,
чл.-корр. РАН Дегтярь В.Г.;

д.т.н., профессор Рождественский Ю.В.;

д.т.н., профессор Спиридовон Е.К.;

д.ф.-м.н., профессор Телегин А.И.;

д.т.н., профессор Черняевский О.Ф.;

д.т.н., профессор Шеркунов В.Г.;

к.т.н., доцент Горяев Н.К.
(отв. секретарь)

Серия основана в 2001 году.

Свидетельство о регистрации ПИ № ФС77-26455 выдано 13 декабря 2006 г. Федеральной службой по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия.

Журнал включен в Реферативный журнал и Базы данных ВИНИТИ. Сведения о журнале ежегодно публикуются в международной справочной системе по периодическим и продолжающимся изданиям «Ulrich's Periodicals Directory».

Решением Президиума Высшей аттестационной комиссии Министерства образования и науки Российской Федерации от 19 февраля 2010 г. № 6/6 журнал включен в «Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук».

Подписной индекс 29032 в объединенном каталоге «Пресса России».

Периодичность выхода – 2 номера в год.

СОДЕРЖАНИЕ

Расчёт и конструирование

| | |
|--|----|
| РЕБЯКОВ Ю.Н., ЧЕРНЯВСКИЙ А.О., ЧЕРНЯВСКИЙ О.Ф. Деформирование и разрушение материалов и конструкций в условиях диффузии | 4 |
| ДОЛГАНИНА Н.Ю. Оценка баллистического предела и прогиба многослойных тканевых пластина при ударе индентором | 17 |
| ФЁДОРОВ В.Б., ЮРИН И.Ф. Определение массогеометрических характеристик элементов баллистических летательных аппаратов | 24 |
| ЛАЗАРЕВ Е.А. Физические концепции и математические модели процесса сгорания топлива в дизеле | 32 |
| ЛАЗАРЕВ Е.А. Управление процессом сгорания в дизелях разделённым впрыскиванием топлива для снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами | 40 |
| АХМЕТОВ Д.Н. Пути повышения экономических и экологических показателей двухтактного двигателя с непосредственным впрыском бензина в цилиндр | 49 |
| ЛЕВАНОВ И.Г. Обзор реологических моделей моторных масел, используемых при расчётах динамики подшипников скольжения коленчатого вала | 54 |
| КОНДАКОВ С.В. Исследование подвижности быстроходной гусеничной машины при движении по заданной трассе | 63 |
| КОНДАКОВ С.В., ФИЛИЧКИН Н.В., ВАНСОВИЧ Е.И. Имитационное моделирование движения быстроходной гусеничной машины с независимым гидрообъёмным механизмом поворота | 67 |

Технология

| | |
|---|----|
| СМИРНОВ В.А. Повышение производительности обработки на оборудовании с параллельной кинематикой | 72 |
| КОШИН А.А., СОПЕЛЬЦЕВ А.В. Исследование гранулометрического состава и микрогеометрических показателей абразивных зёрен шлифовальных кругов, применяемых в обдирочном шлифовании | 77 |

Контроль и испытания

| | |
|---|----|
| ПОЛЯЦКО В.Л., МОРОЗОВА В.С., ГУН В.С. Экспериментальные исследования влияния магнитного поля на экологические показатели автомобильного двигателя | 83 |
|---|----|

CONTENTS

Calculation and design

| | |
|--|----|
| REBYAKOV Y.N., CHERNIAVSKY A.O., CHERNIAVSKY O.F. Deformation and destruction of materials and structures in the diffusion | 4 |
| DOLGANINA N.Y. Evaluation of ballistic limit and multilayer fabric plate deflection under indenter impact | 17 |
| FYODOROV V.B., YURIN I.F. Determination of mass-geometric characteristics of ballistic aircraft | 24 |
| LAZAREV E.A. Physical concertion and mathematical models of the fuel combustion process in the diesel engine | 32 |
| LAZAREV E.A. The control of the combustion process in diesel engines by means of multy-injection of the fuel for reduction of the exhaust gases toxicity | 40 |
| AKHMETOV D.N. Methods of improving economical and environmental measures of two-stroke engine with cylinder direct petroleum injection | 49 |
| LEVANOV I.G. The review rheological models of the engine oils used at calculations of dynamics of journal bearings of a crankshaft | 54 |
| KONDAKOV S.V. Researching of high-speed caterpillar machine's mobility while moving along the trace, having definite coordinates on surface | 63 |
| KONDAKOV S.V., FILICHKIN N.V., VANSOVICH E.I. Imitation model of mobility of high-speed caterpillar machine with independent hydrostatic turning drive | 67 |

Technology

| | |
|--|----|
| SMIRNOV V.A. Productivity improvement of material processing in the equipment with parallel kinematics | 72 |
| KOSHIN A.A., SOPELTSEV A.V. Investigation of granulometric structure and microgeometric indicators abrasive grain grinding wheels, applied in rough grinding | 77 |

Verification and test

| | |
|---|----|
| POLYACKO V.L., MOROZOVA V.S., GOUN V.S. Pilot study of the influence of magnetic fields on the environmental performance of road engine | 83 |
|---|----|

Расчет и конструирование

УДК 539.3:539.56:669.017

ДЕФОРМИРОВАНИЕ И РАЗРУШЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ И КОНСТРУКЦИЙ В УСЛОВИЯХ ДИФФУЗИИ

Ю.Н. Ребяков, А.О. Черняевский, О.Ф. Черняевский

DEFORMATION AND DESTRUCTION OF MATERIALS AND STRUCTURES IN THE DIFFUSION

Yu.N. Rebyakov, A.O. Cherniavsky, O.F. Cherniavsky

Приведен обзор публикаций по влиянию сред (в основном – водорода) на процессы деформирования и разрушения. Выделен ряд нерешенных проблем. Предложено новое решение связанной задачи расчета диффузии и напряженно-деформированного состояния. На примере установок для производства водорода показано, что напряжения от диффузионной дилатации, не учитывавшиеся ранее, могут быть основной причиной разрушения, а понимание механизмов явлений позволяет эффективно влиять на долговечность и безопасность конструкций. Описаны созданные в ЮУрГУ установки для малоциклических испытаний материалов в газовых средах и результаты пробных испытаний циркониевого и титанового сплавов.

Ключевые слова: диффузия, дилатация, напряжения, прочность, разрушение, долговечность.

The article contains overview of publications on the influence of mediums (mostly – hydrogen) on deformation and fracture processes. Some unresolved problems are pointed out. A new solution of coupled problem of diffusion and stress-strain state calculation is given using as example hydrogen equipment. It is shown that stresses caused by diffusion dilatation, which was not taking into account previously, may be the main cause of low-cycle fracture. Understanding of role and mechanisms of the phenomena allow to influence the lifetime and safety of structures effectively. Results of pilot tests of zirconium and titanium alloys in gaseous environments are also discussed along with the testing equipment created in South-Ural State Univrsty for that purposes.

Keywords: diffusion, dilatation, stress, strength, fracture, durability.

Влияние среды на механические свойства металлов и процессы деформирования и разрушения конструкций является одним из важных, но недостаточно изученных факторов, определяющих проектный и остаточный ресурс многих потенциально опасных объектов в энергетике [1, 2], нефтегазовой, химической, атомной [3, 4], металлургической отраслях. Несмотря на то, что работы в этой области начались более 30 лет назад [5], достаточное для практических целей решение проблемы пока не достигнуто.

При анализе влияния среды традиционно рассматривается 2 типа эффектов – поверхностные и объемные. Поверхностные эффекты выражаются либо в растворении («уносе») материала вследствие химического взаимодействия со средой, либо в изменении вязкости разрушения вследствие взаимодействия вершины трещины с поляризованными молекулами среды (эффект Ребиндера [6]). Анализу и учету поверхностных эффектов, в первую очередь – коррозии, посвящено множество исследований. Объемные эффекты более сложны и многообразны. Хорошо известно, например, необратимое изменение свойств сталей под действием водорода – водородное охрупчивание, выражющееся в уменьшении характеристик прочности и пластичности вследствие химических и структурных изменений [7]. Аналогичные (хотя и менее изученные) изменения свойств в объеме детали наблюдаются при действии кислорода, морской воды, продуктов сгорания в ГТД. В то же время слабо изученными являются обратимые влияния среды, особенно дила-

тационные. При растворении, например, водорода в магнии объем последнего может уменьшаться вдвое уже при давлении около 10 МПа. Насыщение водородом палладия может увеличивать объем теоретически до 45 %, практически в установках Уралхиммаш для производства особо чистого водорода оно достигает 4,5 %. Для сравнения: увеличение объема стали при нагреве до 1000 °C не превышает 4...5,5 %.

Дилатационные процессы в микронеоднородных материалах приводят к появлению микронапряжений, изменяющих характеристики диаграмм деформирования. В зависимости от состава, структуры и состояния материала эти изменения могут быть различны. Так, по данным работы [8], из нескольких десятков сталей, применяемых в газовой отрасли, примерно у половины пределы текучести и прочности одинаковы на воздухе и в природном газе. У остальных они различаются до полутора – двух раз и эти различия являются обратимыми: при испытаниях на воздухе после длительной выдержки в газе влияние газовой среды не обнаруживалось. Скорости диффузии чаще всего сравнительно велики, поэтому возврат свойств происходил уже через 10–15 минут после переноса образца из газовой среды в воздушную. Обзор работ по обратимому влиянию диффузии водорода на пластичность металлов (водородную хрупкость шестого вида) при однократном монотонном нагружении приведен в [7]. При малоцикловых испытаниях можно ожидать более существенного влияния среды вследствие нелинейности зависимости циклической долговечности от ресурса пластичности и специфики действия самоуравновешенных дилатационных напряжений.

Неравномерная по объему конструкции дилатация, вызванная диффузией, может приводить к появлению макронапряжений. Их влияние на поведение конструкции аналогично влиянию температурных напряжений. При однократном нагружении конструкций из пластичных материалов оно чаще всего оказывается слабым. При повторных нагружениях эти напряжения могут, при определенных условиях [9], приводить к трещинам малоцикловой усталости, а также прогрессирующему с числом циклов накоплению остаточных перемещений и статических повреждений. Температурные напряжения в обязательном порядке учитываются при оценках прочности и долговечности конструкций [10], но аналогичные им напряжения от дилатационных воздействий среды, как правило, не рассматриваются, несмотря на возможность весьма значительных изменений объема.

При рассмотрении эффектов, возникающих при работе металлических конструкций в активных газовых средах, основное влияние уделяется взаимодействию металлов с водородом по двум причинам: во-первых, водород, вследствие минимального размера ионов, сравнительно быстро дифундирует в материалах на значительные глубины, и, во-вторых, водород присутствует – или возникает (например, при разложении метана на поверхности железа, или воды на поверхности алюминия [11]) – во многих технических системах. Влияние водорода на механические характеристики материалов в настоящее время активно изучается – как физическими средствами для систем, масштабы которых сравнимы с размером ячейки кристаллической решетки материала, так и механическими испытаниями образцов, размеры которых значительно превышают характерные размеры структурных составляющих материала. Влияние других сред (кислорода, сероводорода, морской воды, природного газа) на процессы внутри деталей может, как показывает опыт эксплуатации ряда конструкций, быть не менее сильным, но пока оно изучено значительно слабее.

Взаимодействие водорода с металлом на микроуровне рассматривается в большом количестве работ, в том числе недавних. Ряд работ посвящен изучению потенциалов взаимодействия атомов различных металлов с водородом и другими примесями. Так, например, в работе [12] приведены параметры потенциалов для расчета взаимодействий водорода с атомами алюминия, меди, серебра и никеля, в [13] – железа, в [14] рассматривается взаимодействие водорода с цирконием.

Достаточно большое число работ [15–17] посвящено изучению влияния дефектов кристаллической структуры (типа вакансий, дислокаций, внедренных атомов) на диффузию и накопление (растворение) водорода. Показано, в частности, что дефекты структуры могут существенно влиять на скорость диффузии – например, скопления вакансий вдоль дислокации создают «эффект трубы» и увеличивают скорость диффузии [15]. С другой стороны, примесные атомы могут играть роль ловушек, адсорбирующих водород, и замедлять его диффузию [16]. Отметим, что трудоемкость первопринципных (квантовомеханических) расчетов ограничивает их возможности системами из сотен или тысяч атомов, что не позволяет напрямую использовать их результаты для оценки механического поведения систем с размерами порядка миллиметров (или хотя бы микрометров). Использование квантово-механических подходов позволяет получать определенные качественные результаты (например, в последнее время – даже некоторые оценки характера

Расчет и конструирование

влияния напряжений на растворимость [18]), однако при рассмотрении систем типа дислокаций авторам приходится заменять квантово-механические подходы, развитые для пар атомов, на более простые – например, использовать элементы механики сплошной среды и записывать уравнения классической теории упругости для напряжений в окрестностях дислокаций [16, 17, 19, 20]. Даже с такими упрощениями расчеты не позволяют пока перейти к описанию диффузии и связанных с этим эффектов в поликристаллических образцах, и изучение таких эффектов ведется экспериментальным путем.

Результаты экспериментального определения коэффициентов диффузии водорода (и азота) в титане в зависимости от температуры приведены, например, в работе [21], в сплавах ниобия – в работе [22], палладия – [23, 24], железа – [25, 26]. Изменение параметров кристаллической решетки материала при нагружении, а также изменение систем дефектов (дислокаций, пор) при пластическом деформировании, приводит к экспериментально обнаруживаемому изменению скоростей диффузии. Например, в работе [25] обнаружено снижение коэффициента диффузии водорода в стали на 15...20 % (в зависимости от марки стали) при приложении растягивающих напряжений, составляющих 0,8 от условного предела текучести. Влияние пластической деформации еще больше – до 50 %, что приводит, например, к заметному влиянию остаточных напряжений и деформаций, возникающих в процессе холодной вытяжки проволоки, на скорость диффузии водорода и связанное с ней водородное охрупчивание [27, 28].

Растворимость водорода в металлах также является функцией напряжений и пластических деформаций. Результаты экспериментального изучения влияния приложенных напряжений на растворимость водорода в титановых сплавах приведены, в частности, в [29]; показано, что растворимость при растяжении и сжатии описывается одной линейной зависимостью, в то время как сдвиг практически не влияет на растворимость. В то же время анизотропия материала может приводить и к влиянию сдвиговых напряжений: в работе [30] расчетным путем показано, что растворимость водорода должна зависеть от напряжений сдвига в окрестностях вершины трещины, направление которой не совпадает с осями кубической кристаллической решетки материала. Попытки описания равновесной (установившейся после достаточного времени) концентрации водорода, исходя из физических соображений о влиянии гидростатического напряжения и эквивалентной пластической деформации, приведены в работах [31, 32].

Растворение водорода может приводить к существенному изменению механических характеристик материалов. Так, хорошо известно, что для титана присутствие водорода ведет к увеличению статической и циклической прочности, увеличению пластичности, сдвигу в сторону увеличения критической температуры хрупкости [33, 34]. В то же время предел текучести никеля, определенный на монокристаллах, уменьшается в водороде [35]; для нержавеющих сталей и никелевых сплавов характерно разупрочнение и охрупчивание – [36]. Влияние водорода на механическое поведение конструкций чаще всего рассматривают в связи с водородно-индуктированным растрескиванием, одними из основных механизмов которого считаются снижение сил взаимодействия атомов металла в присутствии ионов водорода (*hydrogen enhanced decohesion model – HEDE*) и снижение предела текучести, приводящее к локализации пластического течения перед вершиной трещины (*hydrogen-enhanced local plasticity model – HELP*) [31, 32, 37–45], обзор [46] (в отличие от поверхностного эффекта Ребиндера, рассматриваемые элементы связаны с наличием водорода в объеме металла). Несмотря на достаточно большое число экспериментальных данных по снижению трещиностойкости, прямой перенос результатов испытаний лабораторных образцов на расчеты конструкций не всегда удается [31]. Причиной этого может быть то, что различные условия роста трещин – например, различная объемность напряженного состояния (соотношение между средним напряжением и 1-м главным напряжением) для лабораторных компактных образцов с одной высоконагруженной трещиной и реальных конструкций с мелкими приповерхностными трещинами – приводят к различному растворению водорода. Рассматривая влияние водорода на механические свойства металлов, отметим еще, что изменение упругих характеристик под действием водорода измеряется единицами процентов [47] и им, по-видимому, можно пренебречь. Кроме того, диффузия водорода может приводить к некоторому увеличению коэффициента демпфирования (внутреннего трения) в материале за счет так называемого «эффекта Горского» – возникновения поперечных потоков диффузии при наличии градиентов напряжений [48, 49].

Одним из существенных последствий растворения водорода в материале является водород-

ная дилатация – изменение объема. Экспериментальные данные по изучению дилатации для ниобия приведены в упоминавшейся выше работе [31], для алюминия – [48], палладиевых сплавов – [49]. Дилатация может, в частности, приводить к уменьшению напряжений перед вершиной трещины [31, 38].

Попытки расчетного описания напряженно-деформированного влияния напряжений, создаваемых внешними механическими воздействиями, на скорость диффузии, делаются в настоящее время путем использования уравнений теории упругости, дополняемых уравнениями дилатации, и решения связанной задачи. С помощью такого подхода в работе [50] аналитически решена (в общей безразмерной постановке) задача об установившемся состоянии диффузии через плоскую пластину. Для диффузии водорода в цирконии аналогичная задача (установившееся состояние толстостенной трубы, нагруженной перепадом температур по толщине стенки) решалась в [51, 52]. Запись системы уравнений теории упругости с учетом диффузии, дилатации и их взаимного влияния приведена в [53].

Несмотря на значительное число работ в данной области, задача неупругого деформирования конструкций под действием дилатационных напряжений, и связанной с таким деформированием возможностью малоциклового разрушения конструкций, исследована совершенно недостаточно. Выполненные ранее работы ограничивались рассмотрением упругого действия дилатационных напряжений, в то время как экспериментально определенные параметры дилатации достаточно велики для развития пластического течения, особенно на переходных режимах работы конструкции – при меняющейся концентрации растворенного водорода. С другой стороны, упругое дилатационное деформирование, как правило, практически не влияет на прочность и долговечность конструкций.

Возникающая в процессе диффузии неравномерная дилатация исходного вещества создает напряжения, которые в свою очередь влияют на коэффициент диффузии и растворимость водорода в материале. Решение такой связанной задачи является более сложным, чем традиционное решение в предположении, что напряжения на диффузию не влияют. Для оценки количественного уровня эффектов, возникающих в связанной задаче, рассмотрим в качестве методического примера диффузию водорода сквозь стенку трубы, изготовленной из палладия. Выбор такого примера обусловлен тем, что фильтрация через палладиевые мембранны, конструктивно изготавливаемые либо в виде трубок-капилляров, либо в виде плоских мембран-«конвертов», применяется на практике для производства особо чистого водорода [54], в связи с чем для палладиевых сплавов имеются достаточно надежные экспериментальные данные по коэффициенту диффузии и величине дилатации [55–57].

Уравнение диффузии

$$\frac{\partial}{\partial t} c(\mathbf{r}, t) = (\nabla, D \nabla c(\mathbf{r}, t)), \quad (1)$$

или в одномерном случае (плоская пластина или тонкостенная трубка)

$$\frac{\partial}{\partial t} c(x, t) = \frac{\partial}{\partial x} D \frac{\partial}{\partial x} c(x, t), \quad (2)$$

где c – концентрация, t – время, \mathbf{r} и x – пространственные координаты, D – коэффициент диффузии, должно быть дополнено уравнениями теории упругости (пластичности) и уравнением связи вида $D = D(\sigma)$. Для этого последнего уравнения в литературе предложено несколько форм, например [50]

$$D_{eff} = D_0 \left(1 - \frac{c \Omega}{RT} \frac{\partial \sigma}{\partial c} \right), \quad (3)$$

здесь D_0 – коэффициент диффузии в ненапряженном теле, Ω – изменение объема материала при растворении 1 моля вещества. При не слишком больших градиентах это уравнение может быть линеаризовано, что подтверждается экспериментальными данными [25] и упрощает процедуру расчетов. Отметим еще, что при решении нестационарной задачи коэффициент D , фигурирующий в уравнениях (1)–(3), включает в себя и растворимость, которая в свою очередь зависит от напряжений; соответствующие данные для титана приведены в работе [29]. Однако при решении дифференциальных уравнений (1) или (2) разделение коэффициента D на отдельные величины (как это делается для аналогичного по форме уравнения теплопроводности – с выделением теплоемкости и теплопроводности) не обязательно, если есть возможность использовать прямые экспериментальные данные по определению величины этого коэффициента.

Расчет и конструирование

Расчет диффузии проводился для трубы диаметром 0,8 мм с толщиной стенки 0,1 мм. Трубка полагалась длинной – градиент концентрации по длине и краевые эффекты для напряжений отсутствуют. Традиционно влияние водорода на палладий выражается главным образом в появлении расширения, линейно зависящего от концентрации водорода [56]; при максимальной концентрации водорода (800 объемов водорода на 1 объем палладия при комнатной температуре) это расширение достигает 15 %. Влияние водорода на механические характеристики (в частности, модуль упругости – [57]) незначительно – 5...7 % – и им в данных расчетах пренебрегалось. Равновесная растворимость водорода в палладии, по данным работы [58] описывается уравнением

$$\lg(H_{Pd}) = \frac{1}{2} \lg P_{H_2} (\text{Па}) - 2,12 + \frac{535}{T(K)}, \quad (4)$$

в условиях, характерных для работы установок очистки водорода, эта концентрация и соответствующее ей расширение примерно на порядок меньше максимального: концентрация около 80 объемов водорода на 1 объем палладия и расширение до 1,5 %.

Коэффициент диффузии, в соответствии с [55, 56, 59], принимался равным 10^{-10} , а его изменение в зависимости от напряжений – 10 % при достижении напряжениями предела текучести (заметим, что для палладия прямые измерения влияния напряжений на коэффициент диффузии отсутствуют, а для стали в работе [25] экспериментально получено снижение коэффициента диффузии на 15...20 % приложении растягивающих напряжений, составляющих 0,8 от предела текучести, поэтому выбранный уровень – 10 % – не представляется завышенным). Предел текучести палладиевых сплавов, применяемых в трубчато-капиллярных теплообменниках, составляет в среднем 490 МПа (в последние годы разработаны методы легирования и термообработки, повышающие предел текучести до 1000 МПа, предел прочности – до 1350 МПа с одновременным снижением пластичности до 10 и даже 3 % [60, 61]). Расчет напряжений проводился в линейно-упругой постановке. В качестве граничных условий для концентрации рассматривалась внезапная подача водорода на одну из стенок, от второй стенки водород отводится и его концентрация около этой стенки близка к 0 (второе граничное условие в данной задаче не является важным – максимальные градиенты концентраций и, соответственно, максимальные напряжения возникают раньше, чем концентрация водорода у второй стенки достигнет заметного уровня).

Дифференциальное уравнение (2) решалось численно с использованием разностной схемы Кранка-Николсона [62], обеспечивающей, по сравнению с прямым интегрированием, лучшую сходимость и отсутствие осцилляций. Результаты расчетов показаны на рис. 1. Сплошными линиями изображены решения связанный задачи, а пунктирными линиями – решения, полученные без учета влияния напряжений на диффузию.

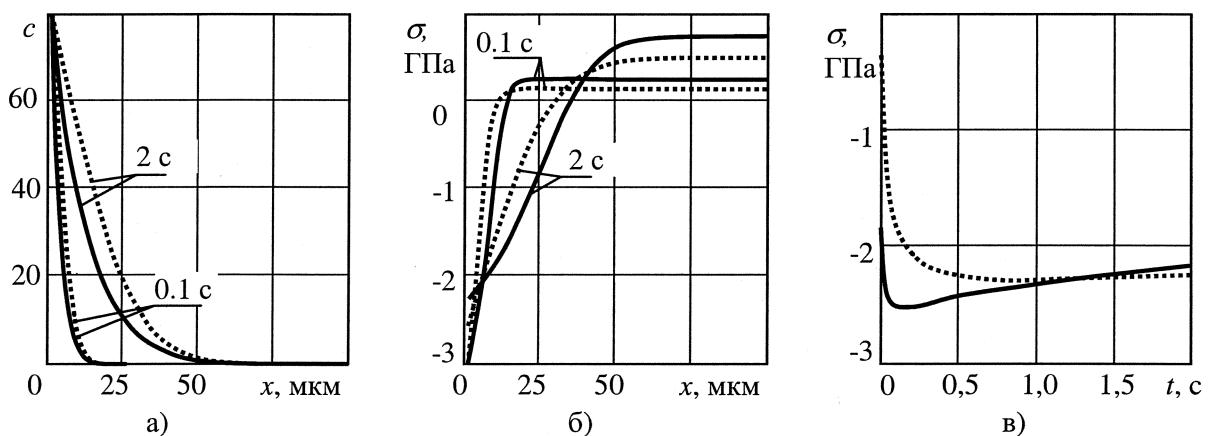


Рис. 1. Результаты расчета тонкостенной трубы: а – распределение концентрации по толщине стенки в различные моменты времени; б – распределение упругих напряжений; в – изменение напряжений в приповерхностном слое со временем

Водород, начинающий диффундировать внутрь стенки, вызывает дилатацию – увеличение объема материала, что создает в приповерхностном слое сжимающие напряжения. Связанное с этим снижение скорости диффузии (рис. 1,а) ведет к уменьшению концентрации водорода и замедлению его проникновения в стенку по сравнению с решением, полученным без учета влияния

напряжений на диффузию. Однако градиент концентрации при этом оказывается выше, что приводит к повышению напряжений (рис. 1,в).

Заметим, что расчеты проводились в упругой постановке, но получившиеся напряжения значительно превышают предел текучести (даже современных высокопрочных палладиевых сплавов). Циклические изменения концентрации водорода при включении и выключении установок будут сопровождаться неизбежным пластическим деформированием, а малый наклон диаграммы деформирования в пластической области – приводить к тому, что относительно небольшие отличия в рассчитанных упругих напряжениях (около 10 % – см. рис. 1,в) приведут к заметным различиям в ширине петли пластического гистерезиса и, тем более, в циклической долговечности (связанной с шириной петли квадратичной зависимостью). Таким образом, учет связанного характера задачи может существенно повлиять на результаты оценки надежности и долговечности, включение такой связности в расчетную процедуру представляется важным.

Анализ процессов малоциклового деформирования реальной конструкции, обусловленных водородной дилатацией, выполнялся на примере упомянутого выше капилляра трубчато-капиллярной установки производства особо чистого водорода. Капилляр герметизируется расплавлением его свободного конца с образованием капли (рис. 2). Расчеты выполнялись в предположении полной осевой симметрии; длина моделируемой части капилляра выбиралась достаточной для затухания краевых эффектов. В качестве граничных условий рассматривалась «мгновенная» (по сравнению с характерными временами диффузии) подача водорододержащей среды к наружной стенке капилляра; температура среды 200 °C; давление (по водороду) 0,6 МПа; давление водорода во внутренней полости в установившемся режиме 0,1 МПа. Для решения дифференциального уравнения диффузии использовался модуль тепловых расчетов пакета программ ANSYS. Результаты расчета диффузии водорода показаны на рис. 3 в виде линий уровня концентрации.

Наличие капилляра с относительно тонкими стенками и массивной «капли» приводит к неравномерному проникновению водорода и связанному с этим неравномерному расширению (дилатации) материала конструкции: увеличение радиальных перемещений точек «капли» отстает по времени от увеличения радиальных перемещений точек капилляра. Возникающие вследствие этой неравномерности напряжения меняются со временем (рис. 4) и достигают максимума через примерно 100 с от начала воздействия.

Размахи напряжений за цикл включения-выключения установки (даже если предположить, что при выключении давления и концентрации меняются медленно и не приводят к значительным напряжениям) достаточно велики (рис. 5). Изменение компонент тензора напряжений не слишком далеко от пропорционального, поэтому для оценки условий начала знакопеременного течения может быть использовано сравнение размахов напряжений с удвоенным пределом текучести.

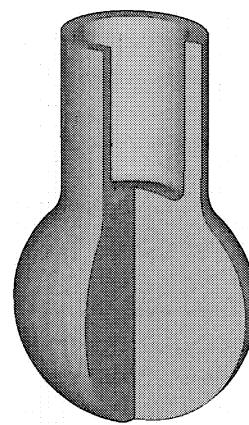


Рис. 2. Моделируемая конструкция

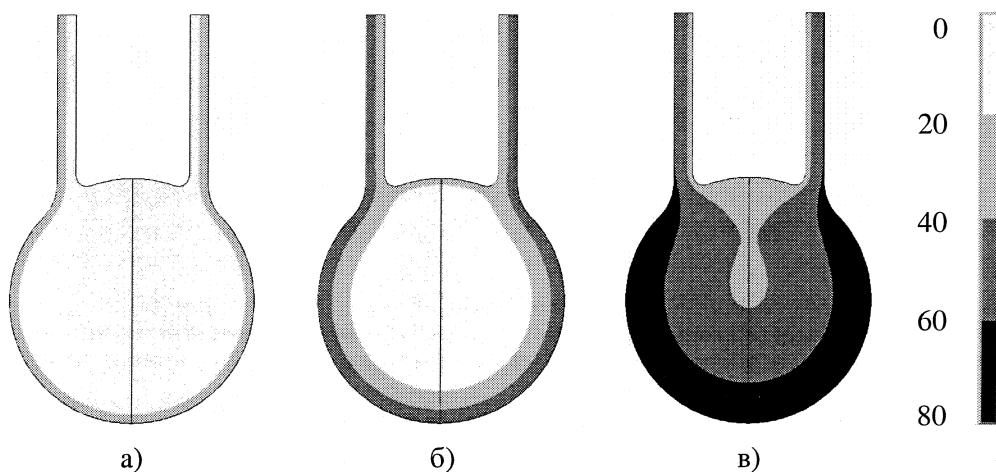


Рис. 3. Результаты расчета концентрации водорода в различные моменты времени:
а – 20 с; б – 100 с; в – 500 с

Расчет и конструирование

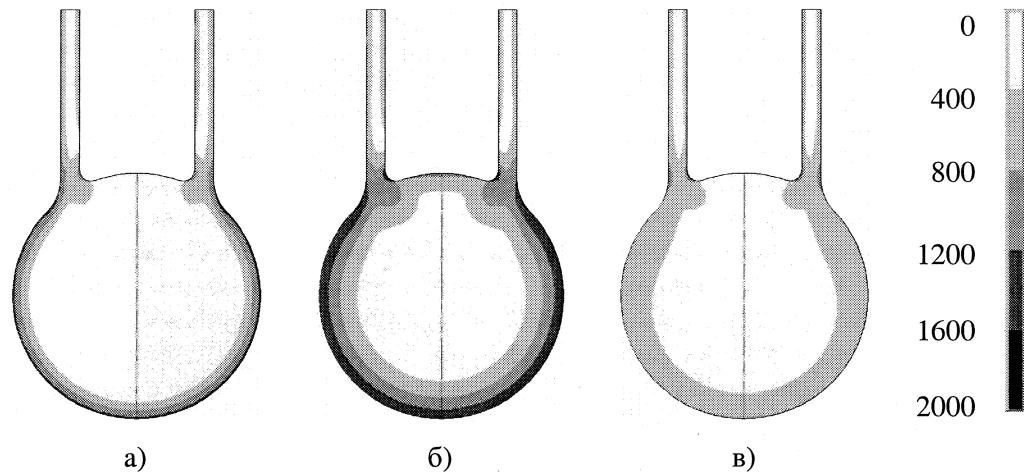


Рис. 4. Эквивалентные (по Мизесу) дилатационные напряжения, МПа:
а – 20 с; б – 100 с; в – 500 с

Значительное превышение напряжениями величины $2\sigma_{0,2}$ (а в данной задаче размах напряжений превышает $2\sigma_{0,2}$) свидетельствует о неизбежном появлении знакопеременного течения и возможности возникновения малоцикловой усталости (к сожалению, усталостные характеристики используемых палладиевых сплавов изучены недостаточно и оценить число циклов до возникновения трещины не представляется возможным). Наиболее вероятным местом зарождения усталостной трещины является точка А (см. рис. 5) на внутренней поверхности капилляра; развитие этой трещины может привести к нарушению герметичности и снижению чистоты получаемого водорода за счет подмешивания исходного газа к очищенному, что и наблюдается при работе таких установок.

Отметим еще, что напряжения, связанные с давлением и неравномерным нагревом, в данной задаче в десятки раз меньше дилатационных (водородных) напряжений и не могут оказать заметного влияния на зарождение и развитие трещин, лимитирующих качественную работу установки. Несмотря на ограниченность расчета, связанную с недостаточностью характеристик материала, очевидными являются вытекающие из него пути повышения долговечности: исключение пайки (т.е. придание капилляру U-образной формы), устраниющее основную причину появления больших дилатационных напряжений, и уменьшение числа циклов (пусков – остановок).

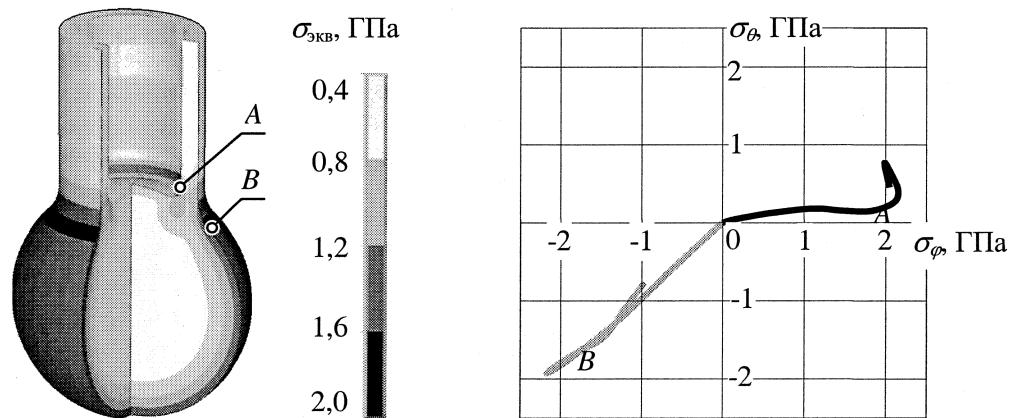


Рис. 5. Распределение размахов напряжений за цикл по объему конструкции
и годографы напряжений в наиболее нагруженных точках

Очевидная необходимость получения данных о деформационных и прочностных характеристиках материалов при малоциклических нагрузлениях в активных средах привела к созданию в ЮУрГУ двух испытательных стендов на базе созданных ранее и хорошо себя зарекомендовавших установок [63, 64] для программных кратковременных и длительных испытаний на малоциклическое кручение и растяжение – сжатие при нормальных и повышенных температурах. Общие схемы этих установок показаны на рис. 6 и 7.

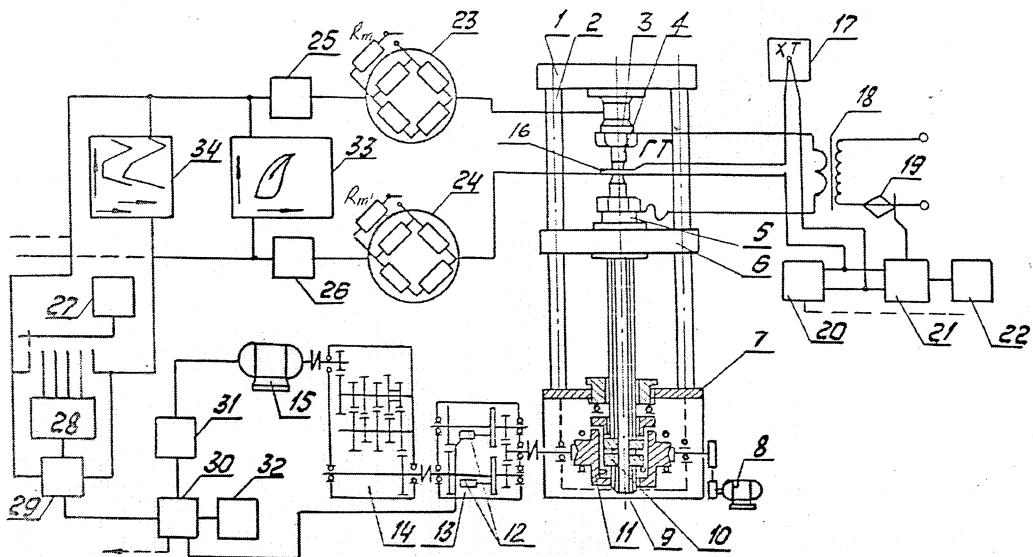


Рис. 6. Установка для испытаний на циклическое кручение: 1 – образец; 2 – редуктор; 3 – редуктор с электрическими муфтами для обеспечения реверса; 4 – электродвигатель; 5 – деформометр; 6, 7 – тензорезисторы; 8 – опора с осевой подвижностью; 9–14 – система управления нагружением и регистрации

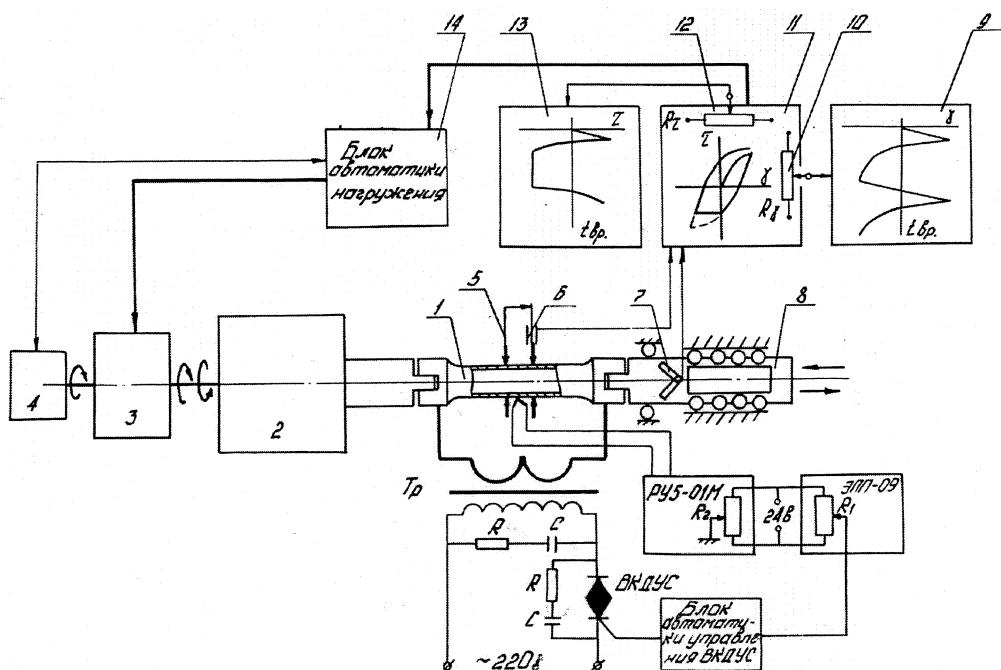


Рис. 7. Установка для испытаний на циклическое растяжение-сжатие: 1 – верхняя траверса; 2 – колонна; 3 – верхний (неподвижный) захват; 4 – образец; 5 – нижний захват; 6 – нижняя траверса; 7 – станина; 8 – двигатель быстрого перемещения траверсы; 9 – ходовой винт; 10 – гайка; 11 – червячная передача; 12 – электрические муфты; 13 – реверсор; 14 – редуктор; 15 – электродвигатель; 16 – термопары (спай на образце); 17 – термопара (холодный спай); 18 – трансформатор; 19 – тиристорный блок; 20, 21, 22 – блоки управления; 23 – тензомост динамометра; 24 – тензомост деформометра; 25, 26 – усилители; 27–32 – блоки автоматики и управления двигателем; 33, 34 – самописцы, выход на компьютерную регистрацию

В установке для испытаний на циклическое кручение испытываются стандартные трубчатые тонкостенные образцы, герметизированная внутренняя полость которых заполняется газом заданного состава. Наружная поверхность образца контактирует с воздухом, поэтому концентрация газа, растворенного в металле, является переменной по толщине. Нагрев рабочей части образца с температурами от 20 до 900 °C может осуществляться пропусканием тока.

Расчет и конструирование

На второй установке, изготовленной на базе модифицированной (тиристорный привод) испытательной машины УМЭ-10Т, реализуется малоцикловое растяжение – сжатие образца в камере, заполненной газом. Могут испытываться стандартные плоские и круглые (корсетные) образцы. Спроектированы (но пока не изготовлены) две системы нагрева образца: пропусканием тока и размещенным в камере спиральным нагревателем.

Для обеспечения безопасности испытаний объем газа в образце (при кручении) и камере (при растяжении – сжатии) ограничен с помощью специальных вытеснителей. Давление газа в рабочих полостях – до 15 МПа.

Управление процессом нагружения в обеих установках автоматическое, программное – по деформациям или напряжениям, времени и температуре, давлению и составу газа. Установки позволяют реализовать циклы заданного типа (жесткий, мягкий) с выдержками при заданных условиях (напряжении, деформации, длительности).

Система подачи газа на каждой установке включает источник (стандартный баллон или – для особо чистого водорода – металлогидридный аккумулятор производства филиала НИКИЭТ на Белоярской АЭС) и системы редуцирования и контроля.

На данном этапе работ проведены испытания на малоцикловое знакопеременное кручение (симметричный жесткий цикл) циркониевого и титанового сплавов Э-125 и ВТ-14 при нормальной температуре в среде водорода с чистотой 99,999 объемных процентов. Программа нагружения включала заполнение образца водородом при давлении 5 МПа, выдержку в течение двух часов, снижение давления водорода до 0,5 МПа и циклическое нагружение при постоянном давлении и заданном размахе полной деформации. Испытания проводились при разных размахах деформаций – от 0,2 до 3 %. Записывались диаграммы деформирования и определялось число циклов до образования трещины длиной 0,5–1 мм, вызывающей заметную разгерметизацию образца. Для сравнения испытания по той же программе проводились в среде аргона. Кроме того, записывалась диаграмма деформирования при однократном нагружении. Для уменьшения разбросов результатов образцы изготавливались из одной заготовки.

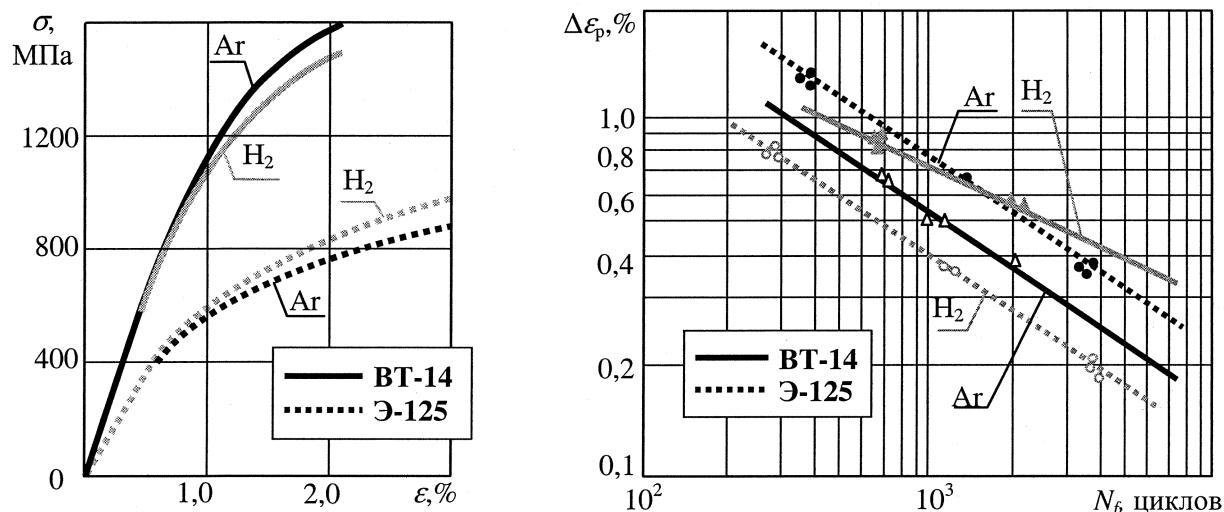


Рис. 8. Диаграммы деформирования и кривые малоцикловой усталости двух сплавов в нейтральной среде и водороде

При однократном нагружении диаграммы деформирования каждого сплава в водороде и аргоне практически не отличались. При циклических нагружениях диаграммы стабилизировались после нескольких десятков первых циклов и оставались стабильными до 70–85 % долговечности образца. Стабилизированные кривые циклического деформирования соответствовали гипотезе единой кривой; они показаны на рис. 8, где сплошные линии соответствуют сплаву Э-125, штриховые – ВТ-14. Стабилизация деформационных свойств циркониевого сплава Э-125 сопровождалась циклическим упрочнением, а сплава ВТ-14 – разупрочнением. Влияние водорода на диаграммы деформирования (см. рис. 8), оказалось качественно различным; количественные изменения для рассмотренных условий нагружения доходили до 12 %.

Существенно различным оказалось влияние водорода на число циклов до образования трещины (см. рис. 8): у сплава Э-125 наблюдалось снижение долговечности, а у титанового сплава ВТ-14 ее повышение до 2–2,5 раз. Очевидно, что при изменении программы и температуры нагружения влияние водорода на деформационные и прочностные характеристики может стать значительно более сильным.

Литература

1. Chapelle, D. Optimal design of a Type 3 hydrogen vessel: PartI – Analytic modelling of the cylindrical section / D. Chapelle, D. Perreux // International Journal of Hydrogen Energy. – 2006. – № 31. – P. 627–638.
2. Scaling up effects of Mg hydride in a temperature and pressure-controlled hydrogen storage device / M. Verga, F. Armanasco, C. Guardamagna et al. // International journal of hydrogen energy. – 2009. – № 34. – P. 4602–4610.
3. Возможность промышленного внедрения РУ с ВТГР для промышленного производства водорода / В.И. Костин, Н.Г. Кодочигов, А.В. Васяев и др. // Тяжелое машиностроение. – 2007. – № 3. – С. 9–14.
4. Inaba, Y. Analytical study on fire and explosion accidents assumed in HTGR hydrogen production system / Y. Inaba, T. Nishinara, Y. Nitta // Nuclear technology. – 2004. – V. 146, № 1. – P. 49–57.
5. Водород в металлах: пер. с англ. В 2 т. – М.: Наука, 1981. – Т. 1: Основные свойства. – 475 с.; Т. 2: Прикладные аспекты. – 437 с.
6. Черепанов, Г.П. Механика хрупкого разрушения / Г.П. Черепанов. – М.: Наука, 1974. – 640 с.
7. Колачев, Б.А. Водородная хрупкость металлов / Б.А. Колачев. – М.: Металлургия, 1985. – 216 с.
8. Фот, А.П. Разработка комплекса экспериментального оборудования и методик коррозионно-механических испытаний: дис. ... д-ра техн. наук / А.П. Фот. – Курган, 1998. – 447 с.
9. Gokhfeld, D.A. Limit analysis of structures at thermal cycling / D.A. Gokhfeld, O.F. Chernavsky. – Netherlands, Alphen aan den Rijn, USA, Rockville, Maryland: Sijthoff and Noordhoff Int. – Publ., 1980. – 537 p.
10. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 524 с.
11. Баранов, А.А. Фазовые превращения и термоциклирование металлов / А.А. Баранов. – Киев: Изд-во «Наукова думка», 1974. – 232 с.
12. Clouet, E. The vacancy-edge dislocation interaction in fcc metals: A comparison between atomic simulations and elasticity theory / E. Clouet // Acta Materialia. – 2006. – № 54. – P. 3543–3552.
13. Itsuni, Y. Electronic bonding characteristics of hydrogen in bcc iron. Part I: Interstitials / Yoshio Itsuni // Journal of materials research. – 1996. – V. 11, № 9. – P. 2206–2213.
14. Domain, C. Atomic-scale Ab-initio study of the Zr-H system: Bulk properties / C. Domain, R. Besson, A. Legris // Acta Materialia. – 2002. – № 50. – P. 3513–3526.
15. Gavriljuk, V.G. Change in the electron structure caused by C, N and H atoms in iron and its influence on their interaction with dislocations / V.G. Gavriljuk, V.N. Shivanyuk, B.D. Shanina // Acta Materialia. – 2005. – № 53. – P. 5017–5024.
16. Vlasov, N.M. Structural and impurity traps for hydrogen atoms / N.M. Vlasov, I.I. Fedik // International Journal of Hydrogen Energy. – 2006. – № 31. – P. 265–267.
17. Taketomi, S. Atomistic study of hydrogen distribution and diffusion around a {112}<111> edge dislocation in alpha iron / Shinya Taketomi, Ryosuke Matsumoto, Noriyuki Miyazaki // Acta Materialia. – 2008. – № 56. – P. 3761–3769.
18. Influence of shear strain on the hydrogen trapped in bcc-Fe: A first-principles-based study / Ryosuke Matsumoto, Yoshinori Inoue, Shinya Taketomi and Noriyuki Miyazaki // Scripta Materialia. – 2009. – № 60. – P. 555–558.
19. Johnson, W.C. Thermodynamics of stress-induced interstitial redistribution in body-centered cubic metals / W.C. Johnson, J.Y. Huh // Metallurgical and Materials Transactions A. – 2003. – V. 34, № 12. – P. 2819–2825.
20. Chateau, J.P. Numerical simulations of hydrogen-dislocation interactions in fcc stainless steels. Part I: hydrogen-dislocation interactions in bulk crystals / J.P. Chateau, D. Delafosse, T. Magnin // Acta Materialia. – 2002. – № 50. – P. 1507–1522.

Расчет и конструирование

21. Кинетика тепловых и диффузионных процессов при растворении газов N_2 , H_2 в дисперсном титане / Т.П. Садлий, Л.Г. Милова, Т.А. Баранова и др. // Физика аэродисперсных систем: межведомств. науч. сб. / Одесса: Одесский национальный ун-т, 2004. – № 41. – С. 124–129.
22. Microstructures and hydrogen permeability of directionally solidified Nb-Ni-Ti alloys with the Nb-NiTi eutectic microstructure / Kyosuke Kishida, Yuji Yamaguchi, Katsushi Tanaka et al. // Intermetallics. – 2008. – № 16. – P. 88–95.
23. Studying permeation of hydrogen (H and D) through Palladium membrane dynamically with ERDA method / S. Markelj, P. Pelicon, J. Simcic et al. // Nuclear Instruments and Methods in Physics Research B. – 2007. – № 261. – P. 498–503.
24. The permeability of hydrogen in bulk palladium at elevated temperatures and pressures / B.D. Morreale, M.V. Ciocco, R.M. Enick et al. // Journal of Membrane Science. – 2003. – № 212. – P. 87–97.
25. Баранов, В.П. Определение эффективных коэффициентов диффузии водорода в деформированных высокопрочных сталях / В.П. Баранов // Современные проблемы науки и образования. – 2007. – № 2. – С. 23–26.
26. Определение коэффициента диффузии водорода в поковках из легированных сталей / Е.А. Фоминых, О.К. Токовой, Н.И. Воробьев и др. // Известия Челябинского научного центра. – 2007. – Вып. 4 (38). – С. 29–34.
27. Influence of residual stresses and strains generated by cold drawing on hydrogen embrittlement of prestressing steels / J. Toribio, V. Kharin, D. Vergara et al. // Corrosion Science. – 2007. – № 49. – P. 3557–3569.
28. Toribio, J. Effect of residual stress-strain profiles on hydrogen-induced fracture of prestressing steel wires / J. Toribio, V. Kharin // Materials Science. – 2006. – V. 42, № 2. – P. 263–271.
29. Waisman, J.L. Diffusion of hydrogen in titanium alloys due to composition, temperature, and stress gradients / J.L. Waisman, G. Sines, L.B. Robinson // Metallurgical transactions. – 1973. – V. 4, № 1. – P. 291–302.
30. Zhang, T.-Y. The equilibrium concentration of hydrogen atoms ahead of a mixed mode I-Mode III crack tip in single crystal iron / T.-Y. Zhang, J.E. Hack // Metallurgical and Materials Transactions A. – 1999. – V. 30, № 1. – P. 155–159.
31. Liang, Y. Interaction of hydrogen with crack-tip plasticity: effects of constraint on void growth / Y. Liang, P. Sofronis, R.H. Dodds Jr. // Materials Science and Engineering. – 2004. – A 366. – P. 397–411.
32. Effect of hydrogen trapping on void growth and coalescence in metals and alloys / Y. Liang, D.C. Ahn, P. Sofronis et al. // Mechanics of Materials. – 2008. – № 40. – P. 115–132.
33. Влияние водорода на пластичность и сопротивление деформации технического титана BT10 при температурах до 750 °C / Ю.А. Аксенов, И.О. Башкин, В.Л. Колмогоров и др. // Физика металлов и металловедение. – 1989. – Вып. 5. – Т. 67. – С. 993–999.
34. Effect of hydrogen on mechanical properties of β -titanium alloys / H.-J.Christ, A. Senemmar, M. Decker, K. Prusner // Sadhana. – 2003. – V. 28, № 3–4. – P. 453–465.
35. Cyclic plastic deformation behaviour of Ni single crystals oriented for single slip as a function of hydrogen content / T. Magnin, C. Bosch, K. Wolski, D. Delafosse // Materials Science and Engineering. – 2001. – A 314. – P. 7–11.
36. Elkebir, O.A. Comparison of hydrogen embrittlement of stainless steels and nickel-base alloys / O.A. Elkebir, A. Szummer // International Journal of Hydrogen Energy. – 2002. – № 27. – P. 793–800.
37. Cohesive zone modeling of hydrogen-induced stress cracking in 25 % Cr duplex stainless steel / V. Olden, C. Thaulow, R. Johnsen, E. Ostby // Scripta Materialia. – 2007. – № 57. – P. 615–618.
38. Карпинский, Д.Н. Расчет коэффициента интенсивности напряжения в наводороженном пластичном кристалле с трещиной / Д.Н. Карпинский, С.В. Санников // Письма в ЖТФ. – 2003. – Вып. 20. – Т. 29. – С. 16–20.
39. Ahn, D.C. Modeling of hydrogen-assisted ductile crack propagation in metals and alloys / D.C. Ahn, P. Sofronis, R. Dodds Jr. // International Journal of Fracture. – 2007. – V. 145, № 2. – P. 135–157.
40. Taha, A. A micromechanics approach to the study of hydrogen transport and embrittlement / A. Taha, P. Sofronis // Engineering Fracture Mechanics. – 2001. – № 68. – P. 803–837.
41. Delafosse, D. Hydrogen induced plasticity in stress corrosion cracking of engineering systems / D. Delafosse, T. Magnin // Engineering Fracture Mechanics. – 2001. – № 68. – P. 693–729.

42. Application of hydrogen influenced cohesive laws in the prediction of hydrogen induced stress cracking in 25 % Cr duplex stainless steel / V. Olden, C. Thaulow, R. Johnsen et al. // Engineering Fracture Mechanics. – 2008. – № 75. – P. 2333–2351.
43. Effects of alloy composition and strain hardening on tensile fracture of hydrogen-precharged type 316 stainless steels / C. San Marchi, B.P. Somerday, X. Tang, G.H. Schiroky // International Journal of Hydrogen Energy. – 2008. – № 33. – P. 889–904.
44. On hydrogen-induced plastic flow localization during void growth and coalescence / D.C. Ahn, P. Sofronis, R.H. Dodds Jr. // International Journal of Hydrogen Energy. – 2007. – № 32. – P. 3734–3742.
45. Спивак, Л.В. Синергетические эффекты микропластичности в системе «никель – водород» / Л.В. Спивак, Л.Н. Малинина // Альтернативная энергетика и экология. – 2007. – №3(47). – С. 84–87.
46. Olden, V. Modelling of hydrogen diffusion and hydrogen induced cracking in supermartensitic and duplex stainless steels / V. Olden, C. Thaulow, R. Johnsen // Materials and Design. – 2008. – № 29. – P. 1934–1948.
47. Спивак, Л.В. Влияние водорода на модуль сдвига поликристаллического алюминия / Л.В. Спивак, Л.А. Лунарска // Письма в ЖТФ. – 2006. – Вып. 2. – Т. 32. – С. 15–20.
48. Sinning, H.-R. The intercrystalline Gorsky effect / H.-R. Sinning // Materials Science and Engineering. – 2004. – A 370. – P. 109–113.
49. Vengallatore, S. Gorsky damping in nanomechanical structures / S. Vengallatore // Scripta Materialia. – 2005. – № 52. – P. 1265–1268.
50. Yang, F. Interaction between diffusion and chemical stresses / F. Yang // Materials Science and Engineering. – 2005. – A 409. – P. 153–159.
51. Власов, Н.М. Термодиффузия водорода в цирконии с учетом термоандронажений / Н.М. Власов, В.А. Зазноба // Журнал технической физики. – 2009. – Вып. 5. – Т. 79. – С. 49–53.
52. Vlasov, N.M. Hydrogen permeability of metals at presence of internal stresses transport / N.M. Vlasov, I.I. Fedik // NATO Science for Peace and Security, Series C: Environmental Security, Carbon Nanomaterials in Clean Energy Hydrogen Systems / eds. B. Baranowski. – Netherlands: Springer, 2008. – P. 587–594.
53. Paukshto, M.V. Diffusion-induced stresses in solids / M.V. Paukshto // International Journal of Fracture. – 1999. – V. 97, № 1–4. – P. 227–236.
54. Результаты прикладных исследований в области водородной мембранных технологий / М.Н. Сивков, И.Н. Саханская, Д.И. Словецкий и др. // Цветные металлы. – 2007. – № 1. – С. 36–38.
55. Новый сплав В-2 на основе палладия для диффузионных фильтров водорода / В.А. Гольцов, Н.И. Тимофеев, Г.Е. Каган и др. // Известия вузов. – 1977. – № 4. – С. 117–120.
56. Гапонцев, А.В. Диффузия водорода в неупорядоченных металлах и сплавах / А.В. Гапонцев, В.В. Кондратьев // Успехи физических наук. – 2003. – Т. 173, № 10. – С. 1107–1129.
57. Товбин, Ю.К. Оценка влияния растворенного водорода на механические свойства палладия / Ю.К. Товбин, Е.В. Вотяков // ФТТ. – 2000. – Вып. 7. – Т. 42. – С. 1158–1160.
58. Производство отливок из сплавов цветных металлов / А.В. Курдюмов, М.В. Пикунов, В.М. Чурсин, Е.Л. Бибиков. – М.: Металлургия, 1986. – С. 332–333.
59. Спивак, Л.В. Синергетические эффекты микропластичности в системе «никель – водород» / Л.В. Спивак, Л.Н. Малинина // Альтернативная энергетика и экология. – 2007. – № 3(47). – С. 84–87.
60. Волков, А.Ю. Влияние пластической деформации на кинетику фазовых превращений в сплаве Cu-47Pd / А.Ю. Волков, Н.А. Кругликов // Физика металлов и металловедение. – 2008. – Т. 105. – С. 215–224.
61. Волков, А.Ю. Получение высоких физико-механических свойств в упорядоченном по типу В2 сплаве палладий-медь / А.Ю. Волков, Е.Г. Волкова // Материаловедение. – 2006. – Вып. 6. – С. 25–30.
62. Холл, Дж. Современные численные методы решения обыкновенных дифференциальных уравнений / Дж. Холл, Дж. Уайт. – М.: Мир, 1979. – 312 с.
63. Горский, С.В. Определение характеристик сопротивления длительному малоцикловому разрушению: базовый эксперимент и испытательное оборудование / С.В. Горский, К.М. Кононов, В.Б. Порошин // Экспериментальные методы в механике твердого деформируемого тела: тез. докл. Всесоюзной науч.-техн. конф. – Калининград, 1987. – С. 46–47.

Расчет и конструирование

64. Мартыненко, Н.Е. Испытательная установка для исследования термической усталости конструкционного графита / Н.Е. Мартыненко, С.В. Горский // Прочность машин и аппаратов при переменных нагружениях: темат. сб. науч. трудов. – Челябинск: ЧПИ, 1989.

Поступила в редакцию 11 января 2010 г.

Ребяков Юрий Николаевич. Кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры прикладной механики, динамики и прочности машин. Область научных интересов – экспериментальные исследования свойств материалов.

Yuri N. Rebyakov. Candidate of technical sciences, associate professor, assistant professor of applied mechanics, dynamics and strength machines. The area of scientific interests – experimental studies of material properties.

Чернявский Олег Федорович. Доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки и техники Российской Федерации, профессор кафедры прикладной механики, динамики и прочности машин Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – термомеханика и термопрочность конструкций.

Oleg F. Cherniavsky. Doctor of technical sciences, professor, Honoured Scientist and Engineer of Russian Federation, professor of applied mechanics, dynamics and durability of machines department of the South-Ural State University. Interests – thermomechanics and termo-strength of structures.

Чернявский Александр Олегович. Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой прикладной механики, динамики и прочности машин Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – расчетный анализ деформирования и разрушения теплонапряженных конструкций.

Alexander O. Cherniavsky. Doctor of technical sciences, professor, Head of the Department of Applied Mechanics, dynamics and durability of machines of the South Ural State University. Research Interests – numerical analysis of deformation and fracture of heat-stressed structures.

ОЦЕНКА БАЛЛИСТИЧЕСКОГО ПРЕДЕЛА И ПРОГИБА МНОГОСЛОЙНЫХ ТКАНЕВЫХ ПЛАСТИН ПРИ УДАРЕ ИНДЕНТОРОМ

Н.Ю. Долганина

EVALUATION OF BALLISTIC LIMIT AND MULTILAYER FABRIC PLATE DEFLECTION UNDER INDENTER IMPACT

N.Yu. Dolganina

Предложены расчетное и экспериментальное определение характеристической кривой и баллистического предела, а также оценка тупой травмы защищаемого объекта.

Ключевые слова: многослойная тканевая преграда, регистрирующая среда, удар, баллистический предел, тупая травма, конечно-элементная модель.

Theoretical and experimental determination of the characteristic curve and the ballistic limit, as well as evaluation of blunt trauma of the protected object.

Keywords: multilayer barrier, recording media, impact, ballistic limit, blunt trauma, FEA model.

Многослойная тканевая пластина при динамическом локальном нагружении может представлять широкий спектр объектов – от защитных преград ответственных элементов конструкций до бронежилетов различных классов. Основной задачей при проектировании многослойных тканевых преград является минимизация их массы при сохранении заданного уровня защиты. При динамическом взаимодействии индентора с тканевой преградой возникают сложные физические явления: большие перемещения и деформации, вытягивание нитей, разрушение и т. д. Теоретический анализ взаимодействия тканевой преграды и индентора довольно сложен, поэтому исследования в этой области проводятся, как правило, экспериментальными методами. В настоящее время численные исследования сводятся, как правило, лишь к моделированию взаимодействия индентора с одним слоем ткани, в котором детально моделируется каждая нить. Сложность решения задачи численного моделирования состоит в недостаточной производительности современных компьютеров. Данная работа посвящена решению на персональном компьютере задачи динамического взаимодействия индентора с многослойной тканевой преградой в упрощенной постановке.

Проверка качества многослойных тканевых преград, не находящихся в контакте с защищаемым объектом, проводится с определением баллистического предела [1]. А если преграда (бронежилет) контактирует с защищаемым объектом, то в этом случае существует критерий определения тупой травмы, который применяется для сравнения конструкций различных классов [2, 3] (рис. 1, $W < [W]$, где $[W]$ – предельно допустимый прогиб).

Экспериментальный путь оптимизации конструкции многослойных тканевых преград позволяет достаточно быстро определить оптимальное соотношение параметров для фиксированного воздействия (конкретных форм индентора и скорости нагружения). Однако, этот путь весьма затратный, поскольку необходимо изготовить набор тканевых преград различной толщины. Кроме

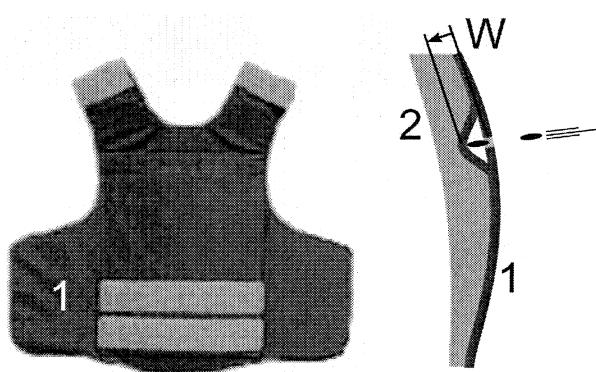


Рис. 1. Сертификационные испытания бронежилетов:
1 – многослойная тканевая преграда (бронежилет);
2 – регистрирующая среда; W – фактический прогиб

Расчет и конструирование

того, параметры конструкции должны отрабатываться для каждого конкретного случая нагружения. Чисто аналитических моделей, точно описывающих процесс динамического взаимодействия индентора и тканевой преграды с учетом разрушения, на данный момент не существует и, очевидно, их получение невозможно из-за сложности явлений, происходящих в этом процессе. На современном уровне развития компьютеров численные методы позволяют проводить анализ взаимодействий, происходящих при работе тканевых преград, при минимуме допущений.

При проверке тканевых преград определяют баллистический предел V_{50} – это скорость индентора, при которой происходит пробивание преграды с вероятностью 50 %. Экспериментальное определение этого предела дорого и достаточно сложно (по зарубежным стандартам на всю процедуру необходимо затратить не менее 20 выстрелов в одну тканевую преграду). Поэтому используют приближенные методы [1], основанные на экстраполяции. В этих методах проводят динамическое нагружение тканевых преград с различными начальными скоростями V_0 и определяют в каждом опыте остаточную скорость индентора V_r . По полученным результатам проводят гладкую характеристическую кривую (методом наименьших квадратов) и из уравнения этой кривой определяют баллистический предел в точке пересечения с осью абсцисс. Основная проблема состоит в том, что уравнение характеристической кривой должно быть физически обосновано. В [1] предлагаются различные зависимости, в каждой из которых базой является либо закон сохранения импульса, либо энергии, но постулируется также и механизм разрушения. В частности, для выбивания пробки из металлической пластины или для случая раздачи отверстия зависимости отличаются существенно и дают различные прогностические результаты баллистического предела. Для тканевых преград, которые многие исследователи также считают «пластиинами» и применяют подходы механики сплошной среды, такие зависимости, очевидно, неприемлемы.

В литературе неизвестны попытки расчетным путем определить баллистический предел многослойных тканевых преград. Имеется ограниченное количество публикаций [4, 5], в которых рассматриваются либо однослойные тканевые преграды реальных размеров с учетом возможности пробоя, либо полуэмпирические подходы, основанные на предположении о последовательной работе слоев без учета их совместной работы. Проблема очевидна – недостаточная производительность современных компьютеров.

Таким образом, задачами были: расчетное и экспериментальное определение характеристической кривой и баллистического предела с использованием персонального компьютера.

Проведены прямые эксперименты на лабораторном баллистическом стенде (рис. 2) обстрел стальными шариками диаметром 8 мм, массой 2 г в диапазоне скоростей 400–600 м/с, с замером остаточной скорости.

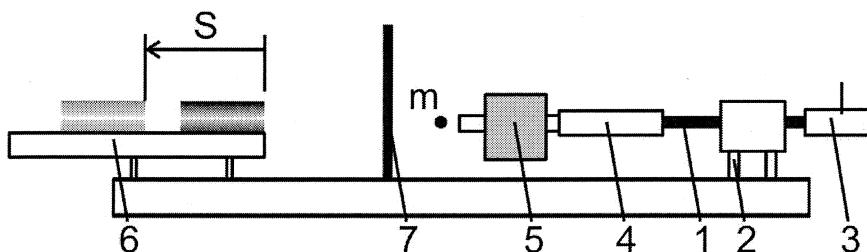


Рис. 2. Схема эксперимента: 1 – ствол; 2 – крепление ствола; 3 – затвор с бойком; 4 – газоотвод; 5 – хронограф S 044; 6 – измеритель остаточной скорости; 7 – многослойная тканевая преграда; m – шарик (диаметр 8 мм)

В качестве объектов исследованы тканевые преграды из 10 или 32 слоев размерами 300×300 мм из арамидных тканей сатинового и полотняного переплетений. После пробоя измерение остаточной скорости проводили с использованием фрикционного гасителя. При попадании в него шарика гаситель смешался на некоторое расстояние в соответствии с законами сохранения импульса, энергии и сухого трения. Была проведена соответствующая тарировка: по известной скорости и смещению гасителя построена зависимость «скорость шарика – смещение». В экспериментах были измерены начальные скорости V_0 , смещения гасителя и остаточные скорости V_r после пробоя.

Для описания характеристической кривой $V_r - V_0$ предложена новая зависимость с двумя свободными параметрами: баллистический предел V_{50} и коэффициент чувствительности k :

$$V_r = \begin{cases} 0, & \text{если } V_0 < V_{50}; \\ V_0 \{1 - \exp[-k(V_0 - V_{50})]\}, & \text{если } V_0 > V_{50}. \end{cases} \quad (1)$$

Эта зависимость имеет физическое обоснование, которое заключается в том, что при стремлении V_0 к бесконечности остаточная скорость индентора V_r стремится к V_0 , так как тканевая преграда разрушается путем разрыва нитей, без образования осколков. Параметры в (1) определяли по экспериментальным данным (до 10 опытов) методом наименьших квадратов.

Численные эксперименты проведены с использованием пакета LS-DYNA. Для экономии машинных ресурсов предложена концепция замены многослойной тканевой преграды (10...32 слоя) на эквивалентную по массе двух- или трехслойную преграду (рис. 3).

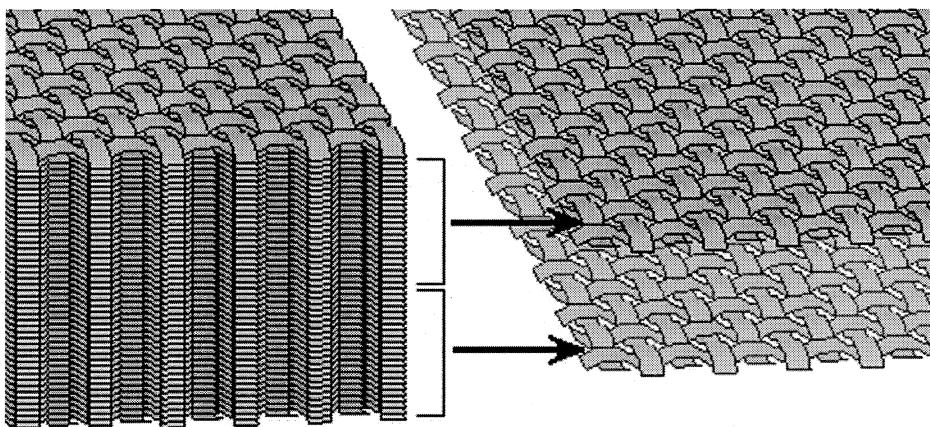


Рис. 3. Замена многослойной преграды эквивалентной по массе двухслойной преградой

Модельные слои имели увеличенную, по сравнению с реальными, толщину нитей. Как и ранее (см. методику в [5]) слои моделировали набором нитей соответствующего типа переплетения (полотно, саржа, сатин).

В конечно-элементной модели нити имеют свободу перемещения с возможностью вытягивания с учетом сухого трения. Рассматривали нити, которые имели прямоугольное поперечное сечение и были представлены одним оболочечным элементом по ширине с одной точкой интегрирования по толщине и выполнены из ортотропного материала с малыми поперечно-сдвиговыми свойствами.

Результаты работы: различие расчетных и экспериментальных данных баллистического предела и остаточных скоростей для всех случаев не превысило 4,5 %, рис. 4, 5.

Замена многослойной преграды на эквивалентную по массе однослойную преграду дает более высокое расхождение с экспериментальными данными (15 %), а замена на трехслойную эквивалентную преграду дает результаты близкие к результатам для двухслойной эквивалентной преграды.

Степень травмирования тела человека (тупую травму) после удара пули в бронежилет можно оценить, сопоставив предельно допустимую, например, по стандарту [3] глубину вмятины $[W] = 44$ мм с реальной глубиной вмятины в пластилиновом основании, на которое помещается бронежилет (многослойная тканевая преграда) при испытаниях. Для численного определения размеров вмятины в пластилиновом основании необходимо знать свойства этого материала: предел текучести (в зависимости от скорости деформирования), модуль упругости и плотность.

Для определения зависимости предела текучести от скорости деформирования был поставлен эксперимент на низкоскоростной удар (рис. 6).

Цилиндрический образец из пластилина (тело 2), соединенный соосно со стальным цилиндром, падал с разных высот $H = 0,5\text{--}2$ м на жесткое неподвижное основание со скоростью V_0 . После удара было измерено изменение длины Δl тела 2. Скорость V_0 тела 1 была определена из равенства потенциальной и кинетической энергий (тепловыми эффектами пренебрегали) $mgH = mV_0^2/2$, где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; V_0 – скорость перед соударением, м/с ; m – масса цилиндров, кг.

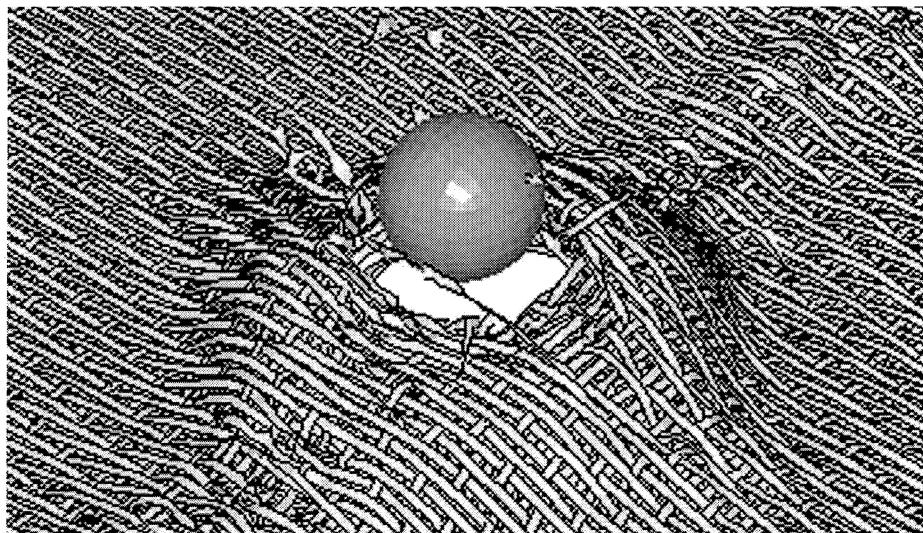


Рис. 4. Пробой двух эквивалентных слоев ткани сатинового переплетения размером 300×300 мм (реальная преграда состоит из 10 слоев ткани)

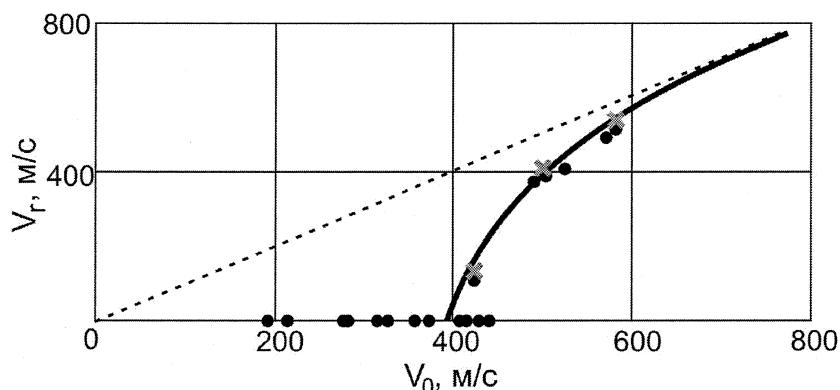


Рис. 5. Зависимость остаточной скорости индентора от начальной при пробое преграды из 10 слоев ткани сатинового переплетения размером 300×300 мм, $V_{50} = 397$ м/с. x – расчет; • – эксперимент

Движение тела 3 после контакта тела 2 с основанием 1 считали равнозамедленным. С учетом введенных допущений среднюю скорость деформации образца из пластилина можно определить по зависимости: $\dot{\varepsilon} \approx \frac{\Delta l}{l} \cdot \frac{1}{t} = \frac{\Delta l}{l} \frac{V_0}{2\Delta l} = \frac{V_0}{2l_0}$, где l_0 – начальная длина цилиндра 2, м; t – время, с.

Так как в пластилиновом образце при ударе возникают большие пластические деформации, то для определения предела текучести упругим участком диаграммы деформирования можно пренебречь. Предел текучести можно найти из равенства потенциальной энергии работе внутренних сил: $mgH = \sigma_T \Delta S$, где σ_T – предел текучести; S – площадь поперечного сечения цилиндра из пластилина.

По полученным в эксперименте значениям предела текучести σ_T была построена степенная функция зависимости σ_T (МПа) от скорости деформирования $\dot{\varepsilon}$ (1/с) с показателем меньше единицы $\sigma_T(\dot{\varepsilon}) \approx 0,94(\dot{\varepsilon})^{0,15}$, по которой составляли таблицу $\sigma_T - \dot{\varepsilon}$ для пакета LS-DYNA.

Модуль упругости E был определен из испытаний на квазистатическое сжатие цилиндрических образцов (диаметр 20 мм, высота 40 мм) на машине INSTRON 5882 со скоростями 5, 50 и 500 мм/мин (диаграммы деформирования приведены на рис. 7).

Обработка начальных участков кривых деформирования дала значение $E = 0,7 \pm 0,1$ МПа. Плотность пластилина $\rho = 1800$ кг/м³.

Из-за недостаточной производительности современных компьютеров преграда из 54 слоев ткани была заменена эквивалентной по массе двухслойной преградой. Верхний эквивалентный слой состоял из 5 реальных слоев, нижний – из 49. Разделение преграды из 54 слоев ткани на два эквивалентных по массе слоя было произведено из условия, что верхний слой пробивается, а нижний нет. Для этого был проведен ряд предварительных расчетов: в первом приближении преграду из 54 слоев разделили на 2 эквивалентных слоя с одинаковыми толщинами, было получено, что верхний слой не пробивается; далее уменьшали толщину верхнего слоя и увеличивали толщину нижнего до тех пор, пока верхний слой не начал пробиваться.

Типовая тканая структура представляет собой полотняное переплетение нитей основы и утка в регулярной последовательности (рис. 8). В работе использована арамидная ткань СВМ арт. 5601 с размерами 300×300 мм. В конечно-элементной (LS-DYNA) модели нити имеют относительную свободу перемещения с возможностью вытягивания с учетом сухого трения. Рассматривали нити, которые имели прямоугольное поперечное сечение и были представлены одним оболочечным элементом по ширине с одной точкой интегрирования по толщине и выполнены из ортотропного материала с малыми поперечно-сдвиговыми свойствами. Нити в конечно-элементной модели могли разрушаться.

Основание для пакета тканей было выполнено из технического пластилина (блок с размерами 150×150×100 мм).

В расчете индентор имел форму цилиндра диаметром 5,5 мм, массой 2 г, с начальной скоростью 450 м/с (имитация осколка) и был выполнен из абсолютно жесткого материала.

Для решения задачи с помощью пакета программ LS-DYNA геометрия и сетка конечных элементов были созданы в пакете программ ANSYS.

Повторяющийся элемент ткани показан на рис. 9, где отмечены номера ключевых точек, координаты которых были введены в ANSYS, после чего по ключевым точкам были заданы соответствующие поверхности. Далее набор поверхностей был размножен до получения необходимых размеров модели.

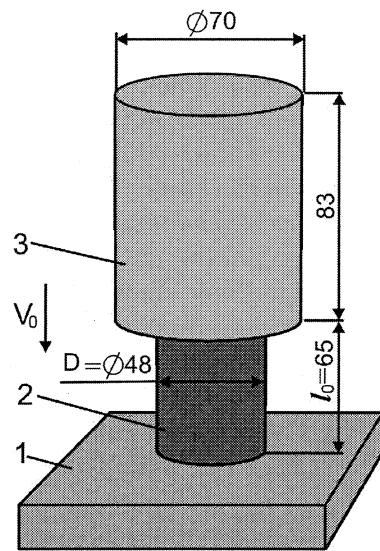


Рис. 6. Схема испытания на сжатие цилиндрических образцов: 1 – жесткое основание; 2, 3 – пластилиновый образец и стальной цилиндр

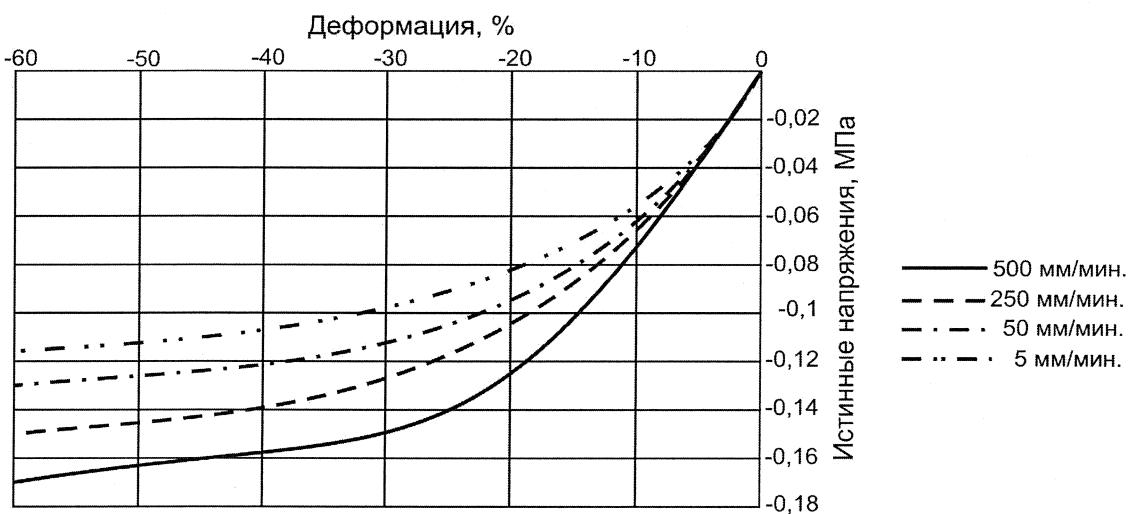


Рис. 7. Диаграммы деформирования цилиндрических образцов из пластилина с различными скоростями нагружения

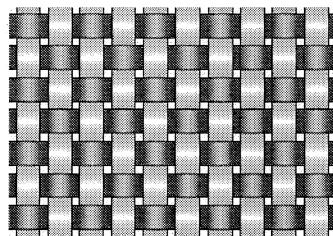


Рис. 8. Полотняное переплетение

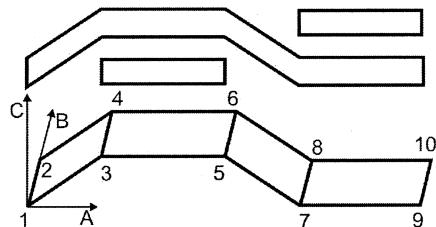


Рис. 9. Повторяющийся элемент

Последним шагом было задание конечных элементов определенного размера, после чего в пакете ANSYS создали сетку. Модели ударника и основания были созданы также в ANSYS.

Из списка материалов, предложенных пакетом программ LS-DYNA [6], для индентора был выбран *MAT_RIGID для нитей – *MAT_ENHANCED_COMPOSITE_DAMAGE. Характеристики нитей для ввода в программу LS-DYNA приведены в табл. 1. Принято, что разрушение нити происходит при достижении в ней заданной величины первого главного напряжения 3 ГПа (определен экспериментально).

Материал основания является упруго-вязко-пластическим, поэтому имеет зависимость предела текучести от скорости деформирования. Из списка материалов в пакете LS-DYNA [6] для основания был выбран MAT_STRAIN_RATE_DEPENDENT_PLASTICITY, который позволяет учесть зависимость предела текучести от скорости деформирования в табличном виде. Упрочнение отсутствует.

Контакт объектов моделировался командой *CONTACT_AUTOMATIC_GENERAL с коэффициентом трения 0,4, характерным для типичных арамидных нитей.

Характеристики материала основания приведены в табл. 2.

Результаты численного исследования динамического взаимодействия индентора с тканевой преградой на пластилиновом основании показаны на рис. 10–12.

Глубина вмятины в пластилиновом основании равняется 15 мм. Согласно стандарту [3] глубина вмятины не должна превышать 44 мм. Поэтому эта травма не опасна для тела человека.

В данной работе для более эффективного использования компьютерных ресурсов была предложена концепция замены многослойной тканевой преграды эквивалентной по массе двух- или трехслойной преградой.

Таблица 1
Характеристики нитей

| Параметр | Обозначение | Величина |
|--|--------------|----------------------------------|
| Толщина нити, мкм (верхний/нижний слой) | T | 500/4900 |
| Ширина нити, мкм | D | 500 |
| Модули упругости, МПа | EA EB | $1 \cdot 10^5$ $1 \cdot 10^3$ |
| Плотность, кг/м ³ | ρ | 1440 |
| Коэффициент Пуассона | μ_{AB} | 0,003 |
| | GAB | $1 \cdot 10^3$ |
| Модули сдвига, МПа | GBC | $1 \cdot 10^3$ |
| | GCA | $1 \cdot 10^3$ |

Таблица 2
Характеристики материала основания

| Параметр | Обозначение | Величина |
|------------------------------|-------------|----------|
| Модуль упругости, МПа | E | 0,7 |
| Коэффициент Пуассона | μ | 0,49 |
| Плотность, кг/м ³ | ρ | 1800 |

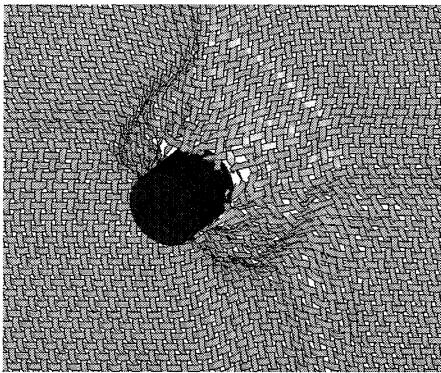


Рис. 10. Пробой верхнего эквивалентного слоя

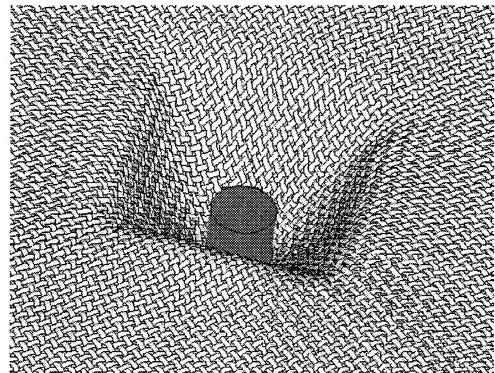


Рис. 11. Деформирование нижнего эквивалентного слоя

Численные и экспериментальные данные при определении баллистического предела хорошо согласуются между собой (разница не превышает 4,5 % для всех случаев).

Решена задача динамического взаимодействия индентора с преградой из 54 слоев ткани на пластилиновом основании с использованием концепции замены многослойной преграды эквивалентной по массе двухслойной преградой с учетом разрушения части слоев.

Показана возможность расчета глубины вмятины в регистрирующей среде (технический пластилин) для оценки уровня травмирования тела человека при ударе пулей в бронежилет.

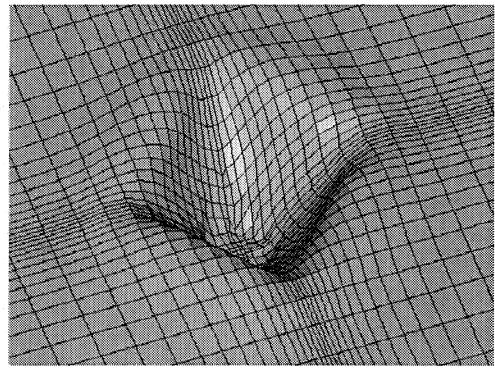


Рис. 12. Деформирование пластилинового основания

Литература

1. Recht, R.F. Analytical modeling of plate penetration dynamics / R.F. Recht // High velocity impact dynamics / R.F. Recht, Jonas A. Zucas. – New York: Wiley, 1990. – 443–515 p.
2. ГОСТ Р 50744-95. Бронедежда. Классификация и общие технические требования.
3. NIJ Standard – 0101.06. Ballistic Resistance of Body Armor.
4. Григорян, В.А. Расчетная оценка противоосколочной стойкости тканевых защитных структур на основе характеристик энергоемкости / В.А. Григорян, В.М. Маринин, В.А. Хромушкин // Новейшие тенденции в области конструирования и применения баллистических материалов и средств защиты: тез. докл. VIII Междунар. конф., 15–16 сентября 2005 г. – Хотьково, 2005. – С. 14–15.
5. Долганина, Н.Ю. Связь динамической прочности арамидных тканей с искривлением нитей в них / Н.Ю. Долганина, С.Б. Сапожников // Наука и технологии: труды XXV Российской школы и XXXV Уральского семинара, посвященных 60-летию Победы. – М., 2005. – С. 103–110.
6. LS-DYNA Keyword user's manual. – LSTC, 2003. – V. 970. – 1564 p.

Поступила в редакцию 14 января 2010 г.

Долганина Наталья Юрьевна. Ассистент кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин», программист лаборатории параллельных вычислений кафедры «Системное программирование» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – исследование динамического взаимодействия слоистых тканевых преград с различными видами ударников.

Natalya Yu. Dolganina. Assistant professor of the Chair «Applied mechanics, dynamics and strength of machines», programmer of the Parallel computing lab of the Chair «System programming» of the South Ural State University. Professional interests: investigation of the dynamic interaction of layered fabric barriers with various kinds of impactor.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАССОГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ БАЛЛИСТИЧЕСКИХ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

В.Б. Федоров, И.Ф. Юрин

DETERMINATION OF MASS-GEOMETRIC CHARACTERISTICS OF BALLISTIC AIRCRAFT

V.B. Fyodorov, I.F. Yurin

Предложен подход к определению массогеометрических характеристик элементов баллистического летательного аппарата. Показано, что для определения всех массогеометрических характеристик двух элементов необходимы максимум три цикла измерения массогеометрических характеристик баллистического летательного аппарата в целом. Поставлена задача вычисления такой пространственной ориентации элементов баллистического летательного аппарата, которая удовлетворяет требованиям конструкторской документации к массогеометрическим характеристикам всего аппарата. Предложен подход к ее решению.

Ключевые слова: баллистический летательный аппарат, массогеометрические характеристики, тензор инерции, центр масс.

An approach to determine the mass-geometric characteristics of the elements of the ballistic flight vehicle. It is shown that for the determination of all mass-geometric characteristics of the two elements are needed maximum of three cycles of measuring the massgeometric characteristics of the ballistic flight vehicle as a whole. Proposed the problem of calculating the orientation of the elements of the ballistic flight vehicle that meets the requirements of the design documentation to the massgeometric characteristics of the flight vehicle. An approach to its solution.

Keywords: ballistic flight vehicle, massgeometric characteristics, inertia tensor, center of mass.

Существует способ изменения (коррекции) массогеометрических характеристик объектов путем перераспределения массы. Под массогеометрическими характеристиками (МГХ) понимаем три осевых и три центробежных момента инерции, массу, координаты центра масс. Применительно к баллистическим летательным аппаратам (БЛА) данный способ изменения МГХ может быть реализован за счет перемещения внутри БЛА какого-либо одного массивного тела (элемента) с собственным эллипсоидом инерции, соизмеримым с эллипсоидом инерции всего БЛА (см. рисунок). В качестве такого перемещаемого тела может выступать полезный груз БЛА.

Для осуществления коррекции МГХ БЛА подобным способом необходимо решить две задачи:

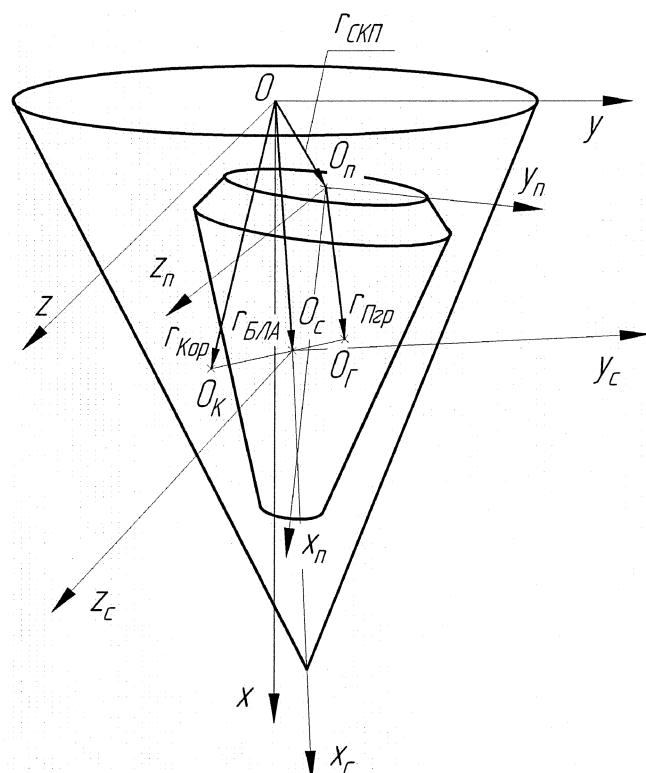
1. Определение МГХ элементов (полезного груза и корпуса) БЛА.
2. Определение пространственной ориентации элементов БЛА, удовлетворяющей нормируемым в конструкторской документации номинальным параметрам МГХ всего БЛА.

Вопросы контроля МГХ для баллистических аппаратов с постоянными МГХ подробно рассмотрены в работах [1–4]. Поэтому предлагается, осуществлять контроль МГХ БЛА с изменяемыми МГХ с использованием способов определения МГХ БЛА с постоянными МГХ. Предлагаемый подход по сути своей является параметрической идентификацией системы и заключается в том, что для сбора информации о МГХ элементов нужно провести несколько циклов полного определения МГХ для БЛА с зафиксированными элементами, при этом на каждом цикле измерения в положение элементов вносится изменение. БЛА с зафиксированными элементами предлагается рассматривать как твердое тело с соответствующими МГХ. По завершению измерений производится вычисление значений МГХ элементов по предложенной авторами в данной статье методике.

Подобная задача в похожей постановке решалась Ивановым И.И., Тверским М.М. [2, с. 168–175] в контексте получения дополнительной информации на балансировочном стенде о теле мето-

дом последовательного вращения вокруг трех осей. Методика Иванова и Тверского позволяет определять моменты инерции J_{xy} , J_{yy} , J_{zz} и продольную координату центра масс (ЦМ) x перемещаемого элемента (в текущей постановке задачи это полезный груз, перемещаемым элементом был сам БЛА, а вместо корпуса выступала дополнительная оснастка). Авторы данной статьи используют подобный подход при несколько иной и более общей постановке задачи.

Полагаем, что на измерительном стенде за один цикл измерений можно определить координаты центра масс БЛА и тензор инерции БЛА в конструкторской системе координат, масса БЛА определяется заранее. Кроме того, заранее возможно определить массу корпуса и тензор инерции корпуса БЛА, массу перемещаемого груза. Определение же тензора инерции перемещаемого груза, ввиду отсутствия у него удобных для базирования поверхностей, в условиях производства будет затруднено. Считаем, что взаимное положение элементов БЛА может устанавливаться с большой точностью.



**Баллистический летательный аппарат
с изменяемыми массогеометрическими характеристиками**

Рассмотрим задачу определения МГХ элементов БЛА в трех различных случаях:

- Производится необходимое число циклов измерения полного комплекса МГХ БЛА.
- Производится необходимое число циклов измерения полного комплекса МГХ БЛА и заранее проведены измерения массы перемещаемого груза (либо массы корпуса).
- Производится необходимое число циклов измерения полного комплекса МГХ БЛА, заранее проведены измерения тензора инерции корпуса, положения центра масс корпуса и массы корпуса.

Введем системы координат:

- $Oxyz$ – конструкторская система координат (КСК), связанная с корпусом БЛА. Ось Ox в общем случае не параллельна оси приведения, а начало координат в общем случае не совпадает с центром масс корпуса или БЛА;
- $O_{KXKUKZK}$ – система координат, оси которой параллельны осям $Oxyz$, начало координат совпадает с центром масс корпуса БЛА;
- $O_{PXPUPZP}$ – конструкторская система координат, связанная с полезным грузом. Начало координат O_P в общем случае не совпадает с центром масс полезного груза;

Расчет и конструирование

- $O_{\Gamma}x_{\Gamma}y_{\Gamma}z_{\Gamma}$ – система координат, оси которой параллельны осям $O_{\text{П}}x_{\text{П}}y_{\text{П}}z_{\text{П}}$, начало координат совпадает с центром масс полезного груза;
- $O_{\text{С}}x_{\text{С}}y_{\text{С}}z_{\text{С}}$ – система координат, ось $O_{\text{С}}x_{\text{С}}$ которой связана с осью приведения, две другие оси дополняют систему до правой тройки, начало координат $O_{\text{С}}$ совпадает с номинальным положением ЦМ БЛА.

Положение начала $O_{\text{П}}$ СК $O_{\text{П}}x_{\text{П}}y_{\text{П}}z_{\text{П}}$ в СК $Oxyz$ определяется вектором $r_{\text{СКП}}$.

Взаимное положение элементов БЛА (корпуса и полезного груза) определяется матрицей поворота $\mathbf{A1}$ и вектором переноса $r_{\text{СКП}}$ и является преобразованием из СК $O_{\text{П}}x_{\text{П}}y_{\text{П}}z_{\text{П}}$ в СК $Oxyz$.

Преобразование из $Oxyz$ в $O_{\text{С}}x_{\text{С}}y_{\text{С}}z_{\text{С}}$ определяется матрицей поворота $\mathbf{A2}$ и вектором переноса $r_{\text{БЛА}}$.

Положение координаты ЦМ БЛА в целом и положение ЦМ корпуса задается соответственно векторами $r_{\text{БЛА}}$, $r_{\text{кор}}$ в $Oxyz$, положение координаты центра масс полезного груза задается вектором $r_{\text{п.гр}}$ в $O_{\text{П}}x_{\text{П}}y_{\text{П}}z_{\text{П}}$ (см. рисунок).

Из условия равенства статических моментов элементов БЛА можно записать выражения:

$$M_{\text{кор}} r_{\text{кор}} + M_{\text{п.гр}} \mathbf{A1} r_{\text{п.гр}} + M_{\text{п.гр}} r_{\text{СКП}} = r_{\text{БЛА}} M_{\text{БЛА}}, \quad (1)$$

где $M_{\text{кор}}$ – масса корпуса БЛА; $M_{\text{п.гр}}$ – масса перемещаемого полезного груза БЛА; $M_{\text{БЛА}}$ – масса БЛА в целом:

$$M_{\text{БЛА}} = M_{\text{кор}} + M_{\text{п.гр}}. \quad (2)$$

Положение координат полезного груза исходя из нормируемых координат ЦМ БЛА и известных координатах ЦМ корпуса:

$$(\mathbf{A1} r_{\text{п.гр}} + r_{\text{СКП}}) = \frac{M_{\text{БЛА}} r_{\text{БЛА}} - M_{\text{кор}} r_{\text{кор}}}{M_{\text{п.гр}}}. \quad (3)$$

В равенстве (1) $M_{\text{БЛА}}$ – величина известная и постоянная, $r_{\text{СКП}}$ – величина известная и варьируемая, $\mathbf{A1}$ – матрица поворота известная и варьируемая, $r_{\text{БЛА}}$ – величина известная и измеряемая, $r_{\text{кор}}$, $r_{\text{п.гр}}$, $M_{\text{кор}}$, $M_{\text{п.гр}}$ – искомые величины.

Проводя несколько измерений $r_{\text{БЛА}}$ на стенде и при этом каждый раз изменяя взаимное расположение элементов БЛА, определяемое матрицей поворота $\mathbf{A1}$ и вектором переноса $r_{\text{СКП}}$, возможно определить искомые величины. Полученные или измененные в процессе каждого измерения величины будем обозначать нижним индексом, соответствующим номеру измерения ($r_{\text{БЛА1}}$, $\mathbf{A1}_1$, $r_{\text{СКП1}}$ и т.д.). Тогда, после трех измерений можно записать выражения:

$$\begin{aligned} M_{\text{кор}} r_{\text{кор}} + M_{\text{п.гр}} \mathbf{A1}_1 r_{\text{п.гр}} + M_{\text{п.гр}} r_{\text{СКП1}} &= r_{\text{БЛА1}} M_{\text{БЛА}}, \\ M_{\text{кор}} r_{\text{кор}} + M_{\text{п.гр}} \mathbf{A1}_2 r_{\text{п.гр}} + M_{\text{п.гр}} r_{\text{СКП2}} &= r_{\text{БЛА2}} M_{\text{БЛА}}, \\ M_{\text{кор}} r_{\text{кор}} + M_{\text{п.гр}} \mathbf{A1}_3 r_{\text{п.гр}} + M_{\text{п.гр}} r_{\text{СКП3}} &= r_{\text{БЛА3}} M_{\text{БЛА}}. \end{aligned} \quad (4)$$

Вычитанием второго выражения из первого (4) и третьего выражения из первого (4) получается:

$$\begin{aligned} M_{\text{п.гр}} (\mathbf{A1}_1 - \mathbf{A1}_2) r_{\text{п.гр}} + M_{\text{п.гр}} (r_{\text{СКП1}} - r_{\text{СКП2}}) &= M_{\text{БЛА}} (r_{\text{БЛА1}} - r_{\text{БЛА2}}), \\ M_{\text{п.гр}} (\mathbf{A1}_1 - \mathbf{A1}_3) r_{\text{п.гр}} + M_{\text{п.гр}} (r_{\text{СКП1}} - r_{\text{СКП3}}) &= M_{\text{БЛА}} (r_{\text{БЛА1}} - r_{\text{БЛА3}}). \end{aligned}$$

Отсюда выражается $r_{\text{п.гр}}$:

$$\begin{aligned} r_{\text{п.гр}} &= \frac{(\mathbf{A1}_1 - \mathbf{A1}_2)^T M_{\text{БЛА}} (r_{\text{БЛА1}} - r_{\text{БЛА2}}) - (\mathbf{A1}_1 - \mathbf{A1}_2)^T (r_{\text{СКП1}} - r_{\text{СКП2}})}{M_{\text{п.гр}}}, \\ r_{\text{п.гр}} &= \frac{(\mathbf{A1}_1 - \mathbf{A1}_3)^T M_{\text{БЛА}} (r_{\text{БЛА1}} - r_{\text{БЛА3}}) - (\mathbf{A1}_1 - \mathbf{A1}_3)^T (r_{\text{СКП1}} - r_{\text{СКП3}})}{M_{\text{п.гр}}}. \end{aligned} \quad (5)$$

Подстановкой $r_{\text{н.гр}}$ в одно из выражений (4) получается:

$$\begin{aligned} M_{\text{кор}} r_{\text{кор}} + (\mathbf{E} - \mathbf{A1}_1 \mathbf{A1}_2^T) M_{\text{БЛА}} (r_{\text{БЛА1}} - r_{\text{БЛА2}}) - \\ - M_{\text{н.гр}} (\mathbf{E} - \mathbf{A1}_1 \mathbf{A1}_2^T) (r_{\text{СКП1}} - r_{\text{СКП2}}) + M_{\text{н.гр}} r_{\text{СКП1}} = r_{\text{БЛА1}} M_{\text{БЛА}}, \\ M_{\text{кор}} r_{\text{кор}} + (\mathbf{E} - \mathbf{A1}_1 \mathbf{A1}_3^T) M_{\text{БЛА}} (r_{\text{БЛА1}} - r_{\text{БЛА3}}) - \\ - M_{\text{н.гр}} (\mathbf{E} - \mathbf{A1}_1 \mathbf{A1}_3^T) (r_{\text{СКП1}} - r_{\text{СКП3}}) + M_{\text{н.гр}} r_{\text{СКП1}} = r_{\text{БЛА1}} M_{\text{БЛА}}. \end{aligned}$$

Вычитанием одно из другого получается:

$$\begin{aligned} M_{\text{н.гр}} ((\mathbf{A1}_1 \mathbf{A1}_2^T) (r_{\text{СКП2}} - r_{\text{СКП1}}) - (\mathbf{A1}_1 \mathbf{A1}_3^T) (r_{\text{СКП3}} - r_{\text{СКП1}}) + r_{\text{СКП3}} - r_{\text{СКП2}}) = \\ = M_{\text{БЛА}} ((\mathbf{A1}_1 \mathbf{A1}_2^T) (r_{\text{БЛА2}} - r_{\text{БЛА1}}) - (\mathbf{A1}_1 \mathbf{A1}_3^T) (r_{\text{БЛА3}} - r_{\text{БЛА1}}) + r_{\text{БЛА3}} - r_{\text{БЛА2}}). \end{aligned} \quad (6)$$

Из равенства (6) определяется $M_{\text{н.гр}}$:

$$\begin{aligned} M_{\text{н.гр}} = M_{\text{БЛА}} \left((\mathbf{A1}_1 \mathbf{A1}_2^T) (r_{\text{СКП2}} - r_{\text{СКП1}}) - (\mathbf{A1}_1 \mathbf{A1}_3^T) (r_{\text{СКП3}} - r_{\text{СКП1}}) + r_{\text{СКП3}} - r_{\text{СКП2}} \right)^T \times \\ \times \left((\mathbf{A1}_1 \mathbf{A1}_2^T) (r_{\text{БЛА2}} - r_{\text{БЛА1}}) - (\mathbf{A1}_1 \mathbf{A1}_3^T) (r_{\text{БЛА3}} - r_{\text{БЛА1}}) + r_{\text{БЛА3}} - r_{\text{БЛА2}} \right). \end{aligned}$$

Подстановкой полученного значения $M_{\text{н.гр}}$ в (5) вычисляется $r_{\text{н.гр}}$, аналогично вычисляется $r_{\text{кор}}$ из (4) с учетом (2).

Таким образом, для вычисления координат центров масс элементов БЛА и значения масс элементов БЛА, при известной массе БЛА в целом, а также при возможности точной взаимной ориентации элементов БЛА (или возможности точного определения взаимного положения элементов БЛА) достаточно трех циклов измерений положения координат центра масс БЛА с различной взаимной ориентацией элементов БЛА в каждом из циклов измерений. В случае если массы элементов БЛА определены заранее, то достаточно только двух циклов измерений координат центра масс БЛА, если же известно и положение центра масс одного из элементов, то достаточно одного цикла измерения координат центра масс БЛА.

Выражение для тензора инерции БЛА в $Oxyz$ с учетом теоремы Гюйгенса-Штейнера записывается следующим образом:

$$\begin{aligned} \mathbf{J}_{\text{БЛА}} = \mathbf{J}_{\text{кор}} + \mathbf{A1}^T \left(\mathbf{J}_{\text{н.гр}} + M_{\text{н.гр}} \left((\mathbf{A1} r_{\text{н.гр}} + r_{\text{СКП}})^T (\mathbf{A1} r_{\text{н.гр}} + r_{\text{СКП}}) \mathbf{E} - \right. \right. \\ \left. \left. - (\mathbf{A1} r_{\text{н.гр}} + r_{\text{СКП}}) (\mathbf{A1} r_{\text{н.гр}} + r_{\text{СКП}})^T - r_{\text{н.гр}}^T r_{\text{н.гр}} \mathbf{E} + r_{\text{н.гр}} r_{\text{н.гр}}^T \right) \right) \mathbf{A1}. \end{aligned} \quad (7)$$

где $\mathbf{J}_{\text{кор}}$ – тензор инерции корпуса в СК $Oxyz$; $\mathbf{J}_{\text{н.гр}}$ – тензор инерции перемещаемого груза в СК $O_{\text{н.гр}}x_{\text{н.гр}}y_{\text{н.гр}}z_{\text{н.гр}}$; \mathbf{E} – единичная матрица размерностью 3×3 .

В равенстве (7) неизвестны лишь искомые $\mathbf{J}_{\text{кор}}$, $\mathbf{J}_{\text{н.гр}}$.

Как и ранее в нижнем индексе обозначается номер проводимого цикла измерений. Тогда для каждого цикла измерений:

$$\begin{aligned} \mathbf{J}_{\text{БЛА}k} = \mathbf{J}_{\text{кор}} + \mathbf{A1}_k^T \mathbf{J}_{\text{н.гр}} \mathbf{A1}_k + M_{\text{н.гр}} \mathbf{A1}_k^T \left((\mathbf{A1}_k r_{\text{н.гр}} + r_{\text{СКП}k})^T (\mathbf{A1}_k r_{\text{н.гр}} + r_{\text{СКП}k}) \mathbf{E} - \right. \\ \left. - (\mathbf{A1}_k r_{\text{н.гр}} + r_{\text{СКП}k}) (\mathbf{A1}_k r_{\text{н.гр}} + r_{\text{СКП}k})^T - r_{\text{н.гр}}^T r_{\text{н.гр}} \mathbf{E} + r_{\text{н.гр}} r_{\text{н.гр}}^T \right) \mathbf{A1}_k. \end{aligned} \quad (8)$$

Вычитанием выражения (8) для второго цикла измерения из выражения для первого цикла измерений получается:

Расчет и конструирование

$$\begin{aligned}
 & \mathbf{A1}_1^T \mathbf{J}_{\text{п.р}} \mathbf{A1}_1 - \mathbf{A1}_2^T \mathbf{J}_{\text{п.р}} \mathbf{A1}_2 = \mathbf{J}_{\text{ББ1}} - \mathbf{J}_{\text{ББ2}} + \\
 & + M_{\text{п.р}} \cdot \left(\mathbf{A1}_2^T \left((\mathbf{A1}_2 r_{\text{п.р}} + r_{\text{СКП2}})^T (\mathbf{A1}_2 r_{\text{п.р}} + r_{\text{СКП2}}) \mathbf{E} - \right. \right. \\
 & \left. \left. - (\mathbf{A1}_2 r_{\text{п.р}} + r_{\text{СКП2}})(\mathbf{A1}_2 r_{\text{п.р}} + r_{\text{СКП2}})^T - r_{\text{п.р}}^T r_{\text{п.р}} \mathbf{E} + r_{\text{п.р}} r_{\text{п.р}}^T \right) \mathbf{A1}_2 - \right. \\
 & \left. - \mathbf{A1}_1^T \left((\mathbf{A1}_1 r_{\text{п.р}} + r_{\text{СКП1}})^T (\mathbf{A1}_1 r_{\text{п.р}} + r_{\text{СКП1}}) \mathbf{E} - \right. \right. \\
 & \left. \left. - (\mathbf{A1}_1 r_{\text{п.р}} + r_{\text{СКП2}})(\mathbf{A1}_1 r_{\text{п.р}} + r_{\text{СКП2}})^T - r_{\text{п.р}}^T r_{\text{п.р}} \mathbf{E} + r_{\text{п.р}} r_{\text{п.р}}^T \right) \mathbf{A1}_1 \right). \tag{9}
 \end{aligned}$$

При переходе $\mathbf{J}_{\text{п.р}}$ посредством матрицы-оператора линейного преобразования \mathbf{S} из одного векторного пространства в другое $\mathbf{S}^T \mathbf{J}_{\text{п.р}} \mathbf{S}$, будет получена матрица $\mathbf{J}'_{\text{п.р}}$ подобная $\mathbf{J}_{\text{п.р}}$ с элементами вида:

$$J'_{\text{п.р}ij} = c_1 J_{\text{п.р}xx} + c_2 J_{\text{п.р}yy} + c_3 J_{\text{п.р}zz} - c_4 J_{\text{п.р}xy} - c_5 J_{\text{п.р}xz} - c_6 J_{\text{п.р}zy}, \tag{10}$$

где c_i – константа, составленная элементами матрицы \mathbf{S} .

Тогда равенство (9) представляет собой квадратную систему из шести линейных уравнений, которая в общем случае не будет совместной:

$$a_{i1} J_{\text{п.р}xx} + a_{i2} J_{\text{п.р}yy} + a_{i3} J_{\text{п.р}zz} - a_{i4} J_{\text{п.р}xy} - a_{i5} J_{\text{п.р}xz} - a_{i6} J_{\text{п.р}zy} = b_i, \tag{11}$$

где $i = 1 \dots 6$.

Для нахождения компонентов тензора $\mathbf{J}_{\text{п.р}}$ воспользуемся подходом Иванова И.И., Тверского М.М., для этого будем осуществлять ориентацию полезного груза на каждом цикле измерений особым образом.

- На первом цикле измерения (8) полезный груз ориентируется таким образом, что оси СК $O_{\text{пуп2}} z_{\text{пуп2}}$ параллельны осям $Oxyz$, матрица ориентации $\mathbf{A1}$ является единичной, назовем это положение «начальным».
- На втором цикле измерений (8) полезный груз повернут из начального положения относительно оси $O_{\text{пуп}}$ на определенный угол.
- На третьем цикле измерений (8) полезный груз повернут из начального положения относительно оси $O_{\text{пуп}}$ на определенный угол (для удобства построения выражений угол предлагается использовать такой же, как и на втором цикле).

Тогда, приводя (8) для каждого цикла измерений к виду (11) и комбинируя определенным образом уравнения, можно выделить уравнения, из которых определяются все компоненты тензора $\mathbf{J}_{\text{п.р}}$:

$$\begin{aligned}
 & (a_{112}^2 - 1) J_{\text{п.р}xx} + a_{312}^2 J_{\text{п.р}zz} - 2a_{112} a_{312} J_{\text{п.р}xz} = b_{\text{п.р}2xx} - b_{\text{п.р}1xx}; \\
 & a_{132}^2 J_{\text{п.р}xx} + (a_{332}^2 - 1) J_{\text{п.р}zz} - 2a_{132} a_{332} J_{\text{п.р}xz} = b_{\text{п.р}2zz} - b_{\text{п.р}1zz}; \\
 & (a_{122} a_{212} + a_{112} a_{222} - 1) J_{\text{п.р}xy} + (a_{212} a_{322} + a_{222} a_{312}) J_{\text{п.р}xz} = b_{\text{п.р}1xy} - b_{\text{п.р}2xy}; \\
 & (a_{132} a_{222} + a_{122} a_{232}) J_{\text{п.р}xy} + (a_{232} a_{322} + a_{222} a_{332} - 1) J_{\text{п.р}xz} = b_{\text{п.р}1xz} - b_{\text{п.р}2xz}; \\
 & (a_{113}^2 - 1) J_{\text{п.р}xx} + a_{213}^2 J_{\text{п.р}yy} - 2a_{113} a_{213} J_{\text{п.р}xy} = b_{\text{п.р}2xx} - b_{\text{п.р}1xx}; \tag{12} \\
 & a_{123}^2 J_{\text{п.р}xx} + (a_{223}^2 - 1) J_{\text{п.р}yy} - 2a_{123} a_{223} J_{\text{п.р}xy} = b_{\text{п.р}2yy} - b_{\text{п.р}1yy}; \\
 & (a_{133} a_{31} + a_{113} a_{33} - 1) J_{\text{п.р}xz} + (a_{213} a_{333} + a_{233} a_{313}) J_{\text{п.р}zy} = b_{\text{п.р}1xz} - b_{\text{п.р}3xz}; \\
 & (a_{133} a_{323} + a_{123} a_{333}) J_{\text{п.р}xz} + (a_{233} a_{323} + a_{223} a_{333} - 1) J_{\text{п.р}zy} = b_{\text{п.р}1zy} - b_{\text{п.р}3zy},
 \end{aligned}$$

где $a_{ij k}$ – компоненты матрицы $\mathbf{A1}$ на k цикле измерений, $b_{\text{п.р}kij}$ – ij компонент k цикла измерений результирующей матрицы \mathbf{B}_k выражения:

$$\mathbf{B}_k = \mathbf{J}_{\text{БЛА}k} - M_{\text{n.gr}} \mathbf{A1}_k^T \left((\mathbf{A1}_k r_{\text{n.gr}} + r_{\text{СКП}k})^T (\mathbf{A1}_k r_{\text{n.gr}} + r_{\text{СКП}k}) \mathbf{E} - \right. \\ \left. - (\mathbf{A1}_k r_{\text{n.gr}} + r_{\text{СКП}k}) (\mathbf{A1}_k r_{\text{n.gr}} + r_{\text{СКП}k})^T - r_{\text{n.gr}}^T r_{\text{n.gr}} \mathbf{E} + r_{\text{n.gr}} r_{\text{n.gr}}^T \right) \mathbf{A1}_k.$$

В уравнениях (12) $\mathbf{J}_{\text{n.gr}xx}$ и $\mathbf{J}_{\text{n.gr}xz}$ вычисляются два раза, за их значение можно принять среднее между двумя вычислениями.

После определения элементов тензора инерции $\mathbf{J}_{\text{n.gr}}$, из равенства (7) вычисляется тензор инерции $\mathbf{J}_{\text{кор}}$.

Если $\mathbf{J}_{\text{кор}}$ был определен заранее, то $\mathbf{J}_{\text{n.gr}}$ можно сразу вычислить из равенства (7).

Таким образом, для определения тензоров инерции элементов БЛА достаточно трех циклов измерений тензора инерции БЛА, при условии, что ранее были определены их массы и координаты центров масс. В случае если известен тензор инерции корпуса БЛА, то тензор инерции перемещаемого груза определяется за один цикл измерений.

Рассмотрим задачу определения пространственной ориентации элементов БЛА, удовлетворяющей нормируемым в конструкторской документации номинальным параметрам МГХ всего БЛА.

МГХ БЛА регулируются конструкторской документацией (КД) определенным образом, причем, нормируемые параметры не равны по своей значимости и влиянию на функциональность БЛА [4, с. 67–69]. Наибольшее влияние на функциональность БЛА оказывают отклонения положения центра масс и угловое отклонение главной центральной оси инерции (ГЦОИ) от нормируемого КД положения. В КД положение ЦМ и ГЦОИ БЛА, как правило, связывают с некоторой осью (далее будем называть «осью приведения»), которая в свою очередь каким-либо образом определяется параметрами наружной поверхности.

Под нормируемыми номинальными параметрами в данном случае подразумеваются три координаты центра масс в конструкторской системе координат, определяемые вектором $r_{\text{БЛА}}$, и ось приведения, параллельно которой должна располагаться одна из главных центральных осей инерции БЛА. Пространственное положение оси приведения в КСК определяется матрицей поворота $\mathbf{A2}$.

Полагаем, что определены все МГХ элементов БЛА (корпуса и полезного груза), а именно масса, положение ЦМ, тензор инерции.

Как отмечалось ранее, взаимное расположение элементов БЛА, а именно корпуса и полезного груза определяется вектором $r_{\text{СКП}}$ и матрицей поворота $\mathbf{A1}$.

Выражение для вычисления тензора инерции БЛА в СК O_{CxCyCzC} при известных тензорах инерции его элементов и взаимном расположении элементов с учетом теоремы Гюйгенса–Штейнера можно записать аналогично (7) в следующем виде:

$$\mathbf{I}_{\text{БЛА}} = \mathbf{A2}^T \mathbf{J}_{\text{БЛА}} \mathbf{A2} = \\ = \mathbf{A2}^T \left[\mathbf{J}_{\text{кор}} + M_{\text{кор}} \left((r_{\text{кор}} - r_{\text{БЛА}})^T (r_{\text{кор}} - r_{\text{БЛА}}) \mathbf{E} - (r_{\text{кор}} - r_{\text{БЛА}}) (r_{\text{кор}} - r_{\text{БЛА}})^T - \right. \right. \\ \left. \left. - r_{\text{кор}}^T r_{\text{кор}} \mathbf{E} + r_{\text{кор}} r_{\text{кор}}^T \right) \right] \mathbf{A2} + \mathbf{A2}^T \mathbf{A1}^T \left[\mathbf{J}_{\text{n.gr}} + M_{\text{n.gr}} (r_{\text{n.gr}} r_{\text{n.gr}}^T - r_{\text{n.gr}}^T r_{\text{n.gr}} \mathbf{E} + \right. \\ \left. + (\mathbf{A1} r_{\text{n.gr}} + r_{\text{СКП}} - r_{\text{БЛА}})^T (\mathbf{A1} r_{\text{n.gr}} + r_{\text{СКП}} - r_{\text{БЛА}}) \mathbf{E} - \right. \\ \left. - (\mathbf{A1} r_{\text{n.gr}} + r_{\text{СКП}} - r_{\text{БЛА}}) (\mathbf{A1} r_{\text{n.gr}} + r_{\text{СКП}} - r_{\text{БЛА}})^T \right] \mathbf{A1} \mathbf{A2}, \quad (13)$$

где $\mathbf{I}_{\text{БЛА}}$ – тензор инерции БЛА в СК O_{CxCyCzC} ; $\mathbf{J}_{\text{n.gr}}$ – тензор инерции полезного груза в СК $O_{\text{ПxПyПzП}}$; $\mathbf{J}_{\text{кор}}$ – тензор инерции корпуса в СК $Oxyz$.

С учетом (1) и положив:

Расчет и конструирование

$$\mathbf{L} = (\mathbf{r}_{\text{кор}} - \mathbf{r}_{\text{БЛА}})^T (\mathbf{r}_{\text{кор}} - \mathbf{r}_{\text{БЛА}}) \mathbf{E} - (\mathbf{r}_{\text{кор}} - \mathbf{r}_{\text{БЛА}})(\mathbf{r}_{\text{кор}} - \mathbf{r}_{\text{БЛА}})^T, \quad (14)$$

можно записать:

$$\begin{aligned} \mathbf{I}_{\text{БЛА}} = & \mathbf{A2}^T \left[\mathbf{J}_{\text{кор}} + M_{\text{кор}} \left(\mathbf{L} - r_{\text{кор}}^T r_{\text{кор}} \mathbf{E} + r_{\text{кор}} r_{\text{кор}}^T \right) + \right. \\ & \left. + \mathbf{A1}^T \left(\mathbf{J}_{\text{п.гр}} + M_{\text{п.гр}} \left(\frac{M_{\text{кор}}^2}{M_{\text{п.гр}}^2} \mathbf{L} - r_{\text{п.гр}}^T r_{\text{п.гр}} \mathbf{E} + r_{\text{п.гр}} r_{\text{п.гр}}^T \right) \right) \mathbf{A1} \right] \mathbf{A2}. \end{aligned} \quad (15)$$

Выражение (15) можно записать в виде:

$$\mathbf{I}_{\text{БЛА}} = \mathbf{A2}^T (\mathbf{N} + \mathbf{A1}^T \mathbf{M} \mathbf{A1}) \mathbf{A2}, \quad (16)$$

где \mathbf{N} , \mathbf{M} , $\mathbf{A2}$ – матрицы с элементами в виде констант.

Для обеспечения параллельности ГЦОИ БЛА и оси приведения необходимо, чтобы тензор инерции БЛА, записанный относительно координатных осей СК $O_{Cx}O_{Cy}O_{Cz}$, имел диагональный вид:

$$\mathbf{I}_{\text{БЛА}} = \begin{pmatrix} I_{xx\text{БЛА}} & 0 & 0 \\ 0 & I_{yy\text{БЛА}} & 0 \\ 0 & 0 & I_{zz\text{БЛА}} \end{pmatrix}. \quad (17)$$

То есть необходимо найти такое $\mathbf{A1}$, при котором (16) будет иметь форму (17). Задачу можно поставить немного иначе: необходимо найти такое $\mathbf{A1}$, при котором $\mathbf{N} + \mathbf{A1}^T \mathbf{M} \mathbf{A1}$ будет иметь собственный вектор в виде орта O_{Cx} базиса СК $O_{Cx}O_{Cy}O_{Cz}$. Задача в обеих постановках может быть решена итерационными методами. Существенно упрощает решение, ортогональность матрицы $\mathbf{A1}$. После нахождения $\mathbf{A1}$ вычисляется $r_{\text{СКП}}$ из (1). В обеих постановках задача будет иметь несколько решений, поэтому можно ввести условия, обеспечивающие удовлетворение дополнительных требований к эксплуатационным характеристикам БЛА. Например, минимизация углов поворота полезного груза относительно корпуса, или минимизация абсолютной разницы значений поперечных главных центральных моментов инерции БЛА $\min |I_{yy\text{БЛА}} - I_{zz\text{БЛА}}|$.

Таким образом, показано, что для определения всех массогеометрических характеристик элементов баллистического летательного аппарата (корпуса и полезного груза), а именно значения масс элементов, трех координат центра масс, трех осевых и трех центробежных моментов инерции достаточно максимум трех циклов измерения массогеометрических характеристик БЛА. При этом на каждом цикле измерений производится внесение изменений в пространственное положение элементов. Сформулирована задача определения взаимной пространственной ориентации элементов баллистического летательного аппарата, удовлетворяющей требованиям конструкторской документации к массогеометрическим характеристикам баллистического летательного аппарата. Предложен подход к ее решению.

Литература

1. Тверской, М.М. Автоматизированные стенды для контроля и расчёта коррекции распределения масс летательных аппаратов / М.М. Тверской // Динамика, прочность и износостойкость машин. – 1995. – Вып. 1. – С. 69–77.
2. Тверской, М.М. Автоматизированный контроль и коррекция распределения масс изделий машиностроения / М.М. Тверской. – Челябинск: Изд-во ЧГТУ, 1997. – 184 с.
3. Тверской, М.М. Контроль распределения массы летательного аппарата / М.М. Тверской // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2001. – Вып. 1. – С. 121–133.
4. Фёдоров, В.Б. Контроль и коррекция массогеометрических характеристик летательных аппаратов: текст лекций / В.Б. Фёдоров. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2004. – Ч. 1. – 116 с.

Поступила в редакцию 19 января 2010 г.

Фёдоров Виктор Борисович. Кандидат технических наук, доцент, начальник управления научных исследований ЮУрГУ. Область научных интересов – расчет и контроль массогеометрических характеристик изделий.

Victor B. Fyodorov. A candidate of engineering science, associate professor, a head of Research and Development department. The area of scientific interests – machine industry automation, massgeometrical characteristics of work-pieces account and monitoring.

Юрин Иван Фёдорович. Аспирант кафедры «Двигатели летательных аппаратов». Область научных интересов – расчет и контроль массогеометрических характеристик изделий.

Ivan F. Yurin. A postgraduate student for internal department of “Engine Of Flying Device”. The area of scientific interests – machine industry automation, massgeometrical characteristics of work-pieces account and monitoring.

ФИЗИЧЕСКИЕ КОНЦЕПЦИИ И МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЕ

E.A. Лазарев

PHYSICAL CONCEPTION AND MATHEMATICAL MODELS OF THE FUEL COMBUSTION PROCESS IN THE DIESEL ENGINE

E.A. Lazarev

Рассмотрены физические концепции и кратко проанализированы математические модели процесса сгорания топлива, используемые при синтезе и анализе рабочего цикла в дизеле. Отмечается, что выделение в процессе сгорания топлива характерных периодов необходимо для изучения особенностей выгорания топлива и прогнозирования его развития во времени. Приведена оригинальная математическая модель процесса сгорания и оценена ее эффективность при синтезе рабочего цикла дизеля.

Ключевые слова: процесс сгорания, математическое моделирование, характеристики выгорания топлива сложного вида.

The physical conceptions and mathematical models of the fuel combustion process which using for analysis of the diesel working cycle are considered in brief. The selection of characteristic periods in the fuel combustion process is necessary for study of the burn process features and prediction of evaluation of combustion during the working cycle. The original mathematical model with estimation of efficiency is presented with analysis of the diesel working cycle.

Keywords: combustion process, mathematical modeling, the complex characteristics of the fuel combustion.

Сгорание углеводородного топлива осуществляется цепными реакциями. В основе теории цепных реакций лежит положение об активных центрах – свободных радикалах и атомах, взаимодействие которых с молекулой порождает новый свободный радикал, способный возглавить новую цепь. В цилиндре дизеля сгорание топлива определяют процессы гидрогазодинамического характера: испарение, смешение топлива с воздухом и подготовка смеси к воспламенению и окислению, и процесс химического превращения исходных веществ в конечные продукты реакции цепного характера – непосредственно окисление.

Процесс сгорания рассматривается как прерывистое воспламенение объемов свежей смеси при перемешивании с горячей смесью [1], а турбулентное пламя – как распределение объемной пульсирующей реакции. Сложность процесса сгорания обусловлена местной и временной неоднородностями концентраций топлива, свежего воздушного заряда и продуктов сгорания, температур в объеме камеры сгорания, турбулентным характером движения реагентов и молекулярного тепла – и массообмена между отдельными областями.

Известны упрощенные физические модели гомогенного горения: объемного горения с полной однородностью и объемного горения с начальной однородностью. Они позволяют оценить влияние на интенсивность выгорания концентрации, температуры, давления, условий теплообмена, диффузии, турбулентности и теплопроводности заряда.

В процессе видимого сгорания топлива в дизеле можно выделить два периода – начальный и основной, отличающихся механизмом возникновения и распространения пламени. Скорость сгорания смеси в начальном периоде зависит от количества паров топлива, подготовленных к сгоранию, скорости развития предпламенных цепных реакций, количества, масштаба и распределения очагов воспламенения, а также от скорости распространения турбулентного пламени в смеси. Многоочаговый характер воспламенения смеси в дизелях свидетельствует о зависимости скорости сгорания в начальном периоде от подготовленности к воспламенению образующейся смеси вследствие протекания предпламенных химических превращений. Сгорание в начальном периоде

можно с достаточной степенью достоверности характеризовать механизмом, лежащим в основе объемной модели гомогенного горения, предполагающей однородность параметров смеси одинакового состава во всем объеме локальной зоны. Модели объемного горения в зонах топливовоздушной смеси без взаимодействия их друг с другом дают удовлетворительное описание сгорания в дизеле в его начальном периоде. На основании закона сохранения массы и энергии, изменения концентрации топлива и состояния смеси установлены факторы, определяющие скорость выгорания в зоне объемного горения [2]. Продолжительность объемного горения с большими скоростями мала и составляет 4...5 град углов ПКВ.

По истечении начального периода происходит выгорание паров топлива, поступающих из локальных зон горения, где скорость сгорания лимитируется процессами испарения, диффузии, турбулентного переноса заряда и скоростью химических превращений неоднородной по составу и температуре смеси. Этот период, наиболее продолжительный в процессе сгорания, – основной период – протекает в условиях увеличивающегося объема цилиндра, как правило, после завершения процесса топливоподачи.

Модели диффузионного горения топливовоздушной смеси в дизеле достаточно полно характеризуют процесс сгорания топлива в основном периоде [3]. Они имеют разновидности: горение предварительно несмешанных газов и горение капель жидкого топлива. Разновидность диффузионного горения – горение несмешанных между собой топлива и окислителя, лимитируемое процессами смешения, достаточно полно исследована для чистого случая ламинарного движения с равной скоростью. Процесс сгорания в дизеле является типичным примером нестационарного турбулентного горения, основная фаза (период) которого определяется в значительной степени крупномасштабной турбулентностью. Другая разновидность диффузионного горения – горение капель жидкого топлива в воздухе – предполагает испарение с их поверхности топлива, пары которого диффундируют в окружающее пространство. Воспламенение и горение наступает в зоне, где соотношение паров и окислителя близко к стехиометрическому составу, и развивается по законам диффузионного горения. Выгорание топлива в зависимости от способа смесеобразования имеет свои особенности для одновременно протекающих капельно-диффузионного горения и горения в виде сплошного диффузионного фронта. Математическая модель с единым фронтом в качестве границы паров топлива в смеси с продуктами сгорания включает критерий характера диффузионного горения.

Анализ физических процессов в камере сгорания позволил разработать принципы обобщенной теории сгорания в дизелях [1], основным положением которой является описание процесса смесеобразования в топливном факеле. Математическое моделирование нестационарного смесеобразования в дизеле требует определения ряда экспериментальных критериев. Физические представления и теория выгорания на базе характеристик смесеобразования позволяют прогнозировать процесс сгорания в дизеле лишь в упрощенных условиях (без изменения объема камеры сгорания).

Протекание процесса сгорания в дизеле, как свидетельствуют физические концепции, складывается из взаимодействия целого ряда физических и химических процессов: процесса впрыскивания топлива и образования смеси, начиная с распределения топливной струи, испарения и смешения, из периода задержки воспламенения и процесса окисления. Процессы в цилиндре в большинстве своем осуществляются одновременно, налагаясь и настолько влияя друг на друга, что достоверное их математическое моделирование с позиции фундаментальных законов до сих пор чрезвычайно затруднительно, а в ряде случаев невозможно. Это затрудняет определение характера и продолжительности выгорания топлива. Можно согласиться с мнением ряда исследователей о том, что возможность достоверного прогноза показателей дизеля на базе теоретических моделей процесса сгорания в достаточной степени еще не достигнута.

В связи с трудностями математического моделирования процесса сгорания с позиции фундаментальных законов в теории ДВС распространено описание интегральных и дифференциальных характеристик выгорания топлива простого вида полуэмпирической зависимостью [4]

$$x = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m+1} \right], \quad (1)$$

где x – доля топлива, выгоревшая к моменту времени t ; m – показатель характера сгорания; t_z – условная продолжительность сгорания.

Известен ряд оригинальных зависимостей для описания интегральных и дифференциальных характеристик выгорания топлива сложного вида. Эти зависимости, основанные на принципе

Расчет и конструирование

«наложения» различных механизмов выгорания топлива в характерных периодах процесса, предполагают «суммирование» описывающих их уравнений для получения результирующей закономерности $x = f(t)$ с использованием выражения (1). Физически сложные разделение и оценка различных механизмов выгорания топлива в условиях их взаимодействия отягощают подобные математические модели наличием констант, функций или коэффициентов с неопределенным физическим смыслом. Это ограничивает единый подход к моделированию закономерностей выгорания топлива, поскольку эти модели реализуют лишь формальное свойство зависимости (1), в то время как сущность последней значительно глубже.

Универсальный характер закономерности выгорания топлива (1) позволяет использовать ее для моделирования процесса сгорания сложного вида в «чистом» виде при соответствующих условиях. Кинетические константы m и t_z выгорания имеют четкий физический смысл и зависят от физико-химических условий осуществления процесса сгорания в двигателях. Продолжительность сгорания t_z , являясь количественной кинетической константой, оценивает время, необходимое для завершения процесса, и его среднюю скорость, равную $w_{cp} = \frac{1}{t_z}$. Показатель характера

сгорания m , характеризуя относительную плотность генерации активных центров реакции и являясь качественной кинетической константой, однозначно определяет максимальную отвлеченную скорость сгорания $w_{o\ max}$ и отведенное время $\frac{t_m}{t_z}$ ее достижения.

После замены аргумента t , с на ϕ , град угла ПКВ с учетом равенства $\phi = 6nt$, где n , мин⁻¹ – частота вращения коленчатого вала дизеля, и двойного логарифмирования зависимость (1) преобразуется в уравнение прямой линии

$$Y = \frac{1}{m+1} X + A, \quad (2)$$

где $Y = \lg \phi$; $A = \lg \phi_z$; $X = \lg [-2,303 \lg (1-x)] - \lg (6,908)$.

Уравнение (2), представляющее собой интегральную характеристику выгорания в логарифмических координатах, называется логарифмической анаморфозой. По логарифмической анаморфозе экспериментальной характеристики выгорания определяют кинетические константы m и ϕ_z процесса сгорания топлива.

В последние годы для расчета тепловыделения в дизелях широко используются математические модели процесса сгорания, разработанные И.И. Вибе [4], Н.Ф. Разлейцевым [5] и Н. Hiroyasu [6]. В известной РК-модели для синтеза и анализа рабочего цикла бензиновых двигателей использована математическая модель выгорания И.И. Вибе, основанная на уравнении (1), а для дизелей – модель Н.Ф. Разлейцева, доработанная А.С. Кулешовым [7, 8], в которой начальный период процесса сгорания рассматривается совместно с процессом впрыскивания топлива. Здесь в дизелях основными факторами, определяющими интенсивность выгорания топлива в начальном периоде, приняты скорости выгорания паров топлива, образовавшихся за период задержки воспламенения, части паров топлива, дифундирующих от жидкой поверхности к фронту локальных очагов пламени, и скорости догорания паров топлива и продуктов неполного сгорания в объеме цилиндра дизеля за пределами локальных очагов пламени после начальной вспышки. В математической модели, созданной на основе этих представлений, наличие части паров топлива, находящейся за пределами воспламеняемости, и полнота сгорания топлива во фронте пламени устанавливаются рядом эмпирических коэффициентов. Коэффициенты пропорциональности определяют экспериментально в зависимости от характеристик топлива, типа камеры сгорания, интенсивности вихревого движения воздушного заряда и т.п.

Рассматривая основной период процесса сгорания в дизелях как совокупность периодов развитого горения и догорания, Н.Ф. Разлейцев устанавливает зависимость скорости сгорания от интенсивности процессов диффузии компонентов горючей смеси в зону химических реакций. Им предложено оценивать скорость выгорания на основе законов распространения диффузионного пламени с учетом концентрационной неоднородности заряда и интенсивности турбулентной диффузии. Отмечается возможность формирования математической модели диффузионного горения на основании кинетических соотношений бимолекулярной реакции.

РК-модель учитывает особенности характеристики впрыскивания, тонкость распыливания топлива, ориентацию, динамику развития и взаимодействие струй с воздушным вихрем и стенками камеры сгорания. В модели рассматриваются четыре периода: задержки воспламенения, начальной вспышки, управляемого сгорания и диффузионного горения. Модель разработана на основе общей теории цепных химических реакций сгорания и испарения распыленного жидкого топлива. Математическая модель нуждается в настройке, заключающейся в идентификации эмпирических коэффициентов для различных конструкций и режимов работы дизеля.

Интенсивно развивается новое перспективное направление в математическом моделировании – использование CFD-технологий, при которых определение параметров газа в камере сгорания и цилиндре ДВС осуществляется с учетом теплообмена и сгорания топлива на основе конечно-элементного моделирования пространственного развития топливной струи и течения газа в области сложной формы с подвижными границами [9–11]. Достоверность получаемых полей концентрации и температуры, по которым можно судить о зонах воспламенения, развитии и перемещении фронта пламени в камере сгорания и т.п., зависит от правильности определения граничных условий. Процесс определения граничных условий превращается в самостоятельный расчетный блок, требующий проведения дополнительных, в том числе экспериментальных, исследований с привлечением специально созданных безмоторных и моторных установок. Из-за большого времени счета и трудоемкости подготовки граничных условий применение таких моделей в инженерной практике пока затруднительно [12].

Использование математической модели (1) для описания характеристик выгорания топлива в дизеле сопровождается погрешностями в оценке максимальной относительной скорости сгорания в начальном периоде и продолжительности процесса сгорания. Отличия наблюдаются в оценке долей выгоревшего топлива в периодах процесса, а также тепловых потерь за процесс сгорания в целом. Существенно занижается уровень максимальной быстроты нарастания давления, ускорения переходного процесса от сжатия к сгоранию и максимального давления цикла, т. е. имеет место неточная оценка уровня механической нагруженности дизеля. Неточности в определении температуры газа в цилиндре, достигающие на отдельных участках угла поворота коленчатого вала 12...15 %, не позволяют с надлежащей полнотой оценить уровень тепловой нагруженности дизеля. Наблюдаются погрешности в индикаторных мощностных (среднего индикаторного давления) и экономических (индикаторного удельного расхода топлива) показателях рабочего цикла дизеля, хотя и меньшего порядка. Критерием возможности использования модели выгорания И.И. Вибе для дизелей является соответствие логарифмической анаморфозы (2) интегральной характеристики выгорания топлива прямой линии. В практике исследования рабочих циклов дизелей наблюдается отличие экспериментальной логарифмической анаморфозы от прямой линии. В этих случаях применять уравнение выгорания (1) ко всему процессу сгорания нельзя, не допуская неточностей в определении характеристик выгорания.

Анализ результатов эксперимента с целью оценки возможности использования уравнения (1) свидетельствует, что соответствие действительной и теоретической характеристик выгорания наиболее полно соблюдается лишь для отдельных периодов процесса сгорания. Логарифмическая анаморфоза в этом случае представляет ломаную линию (рис. 1, б), участки которой отражают выгорание топлива в отдельных периодах. Выделение отдельных участков на логарифмической анаморфозе позволяет установить для каждого периода процесса сгорания свои показатели характера сгорания и условные продолжительности. Математические модели каждого периода с последующей их «стыковкой» на границе периодов составляют математическую модель процесса сгорания в целом. Она основывается на делении процесса сгорания на периоды, соответствующие характеру изменения скорости выгорания. За границу между периодами принимается характерная точка на дифференциальной характеристике выгорания, определяемая моментом изменения знака ускорения сгорания топлива, расположенным между экстремумами скорости (рис. 1, а). На схеме процесса выгорания выделены начальный и основной периоды, продолжительность которых, соответственно, Φ_n и Φ_o . Различие характеров сгорания в периодах (рис. 2, в, г), выражаемое наличием двух экстремумов на дифференциальной характеристике выгорания, свидетельствует, что действительная зависимость плотности эффективных центров от времени носит более сложный характер, чем принятый в уравнении (1).

В этой связи для описания интегральных характеристик выгорания топлива сложного вида

Расчет и конструирование

используя уравнение (1) в соответствии с традициями научной школы И.И. Вибе и развивая ее, на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» ранее [13] предложена система уравнений:

$$x = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{t}{t_{zh}} \right)^{m_h+1} \right], \text{ при } t_h \geq t > 0, \quad (3)$$

$$x = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m_o+1} \right], \text{ при } t_z > t > t_h, \quad (4)$$

где m_h , m_o – показатели характера сгорания начального и основного периодов процесса; t_h , t_{zh} , t_z – соответственно продолжительности начального периода, процесса сгорания в целом, условно протекающего с характером начального периода, и всего процесса сгорания, с.

Смысл величины t_{zh} заключается в том, что она определяет продолжительность процесса сгорания в случае, если бы он в целом осуществлялся по механизму начального периода. Система уравнений (3) и (4) содержит пять кинетических констант, что безусловно затрудняет ее использование. Сокращение количества констант необходимо для упрощения накопления экспериментального материала по их изменению [14].

В этих целях для упрощения математической модели процесса сгорания, представленной системой уравнений (3) и (4), запишем систему уравнений для момента $t = t_h$

$$x_h = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{t_h}{t_{zh}} \right)^{m_h+1} \right], \quad (5)$$

$$x_h = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{t_h}{t_z} \right)^{m_o+1} \right]. \quad (6)$$

Решая систему уравнений (5) и (6), получим

$$t_{zh}^{m_h+1} = t_h^{m_h-m_o} t_z^{m_o+1}. \quad (7)$$

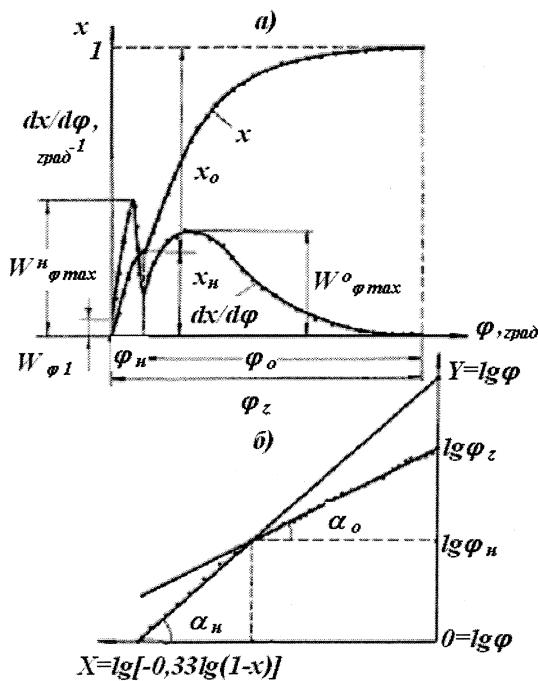


Рис. 1. Расчетные схемы интегральной и дифференциальной характеристик выгорания топлива (а) и логарифмической анаморфозы интегральной характеристики (б) выгорания топлива в дизеле

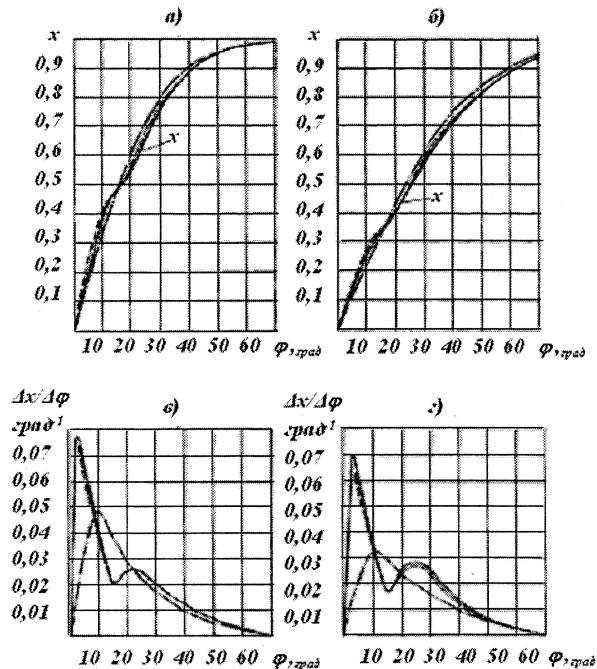


Рис. 2. Интегральные (а, б) и дифференциальные (в, г) характеристики выгорания топлива: а, в – 1Ч 14,5/20,5; б, г – 1ЧН 15/16. — опытные, с использованием уравнений (1) – · · и (8) – - -

Учитывая (7) в уравнении (3) системы, получим интегральную характеристику выгорания

$$x = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{t}{t_h} \right)^{m_h - m_o} \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m_o + 1} \right], \quad (8)$$

при $t > t_h$, $m_h = m_o$.

Зависимость (8) позволяет моделировать выгорание топлива в начальном и основном периодах процесса сгорания (рис. 2, а, б). Продолжительность начального периода t_h в большинстве случаев относительно мала и может быть в первом приближении принять условно постоянной величиной. В отличие от системы уравнений (3) и (4) зависимость (8) удобна тем, что для моделирования фактически используются лишь три кинетические константы: m_o , m_h и t_z .

Дифференцируя (8) по времени, получим уравнение удельной скорости сгорания w , с^{-1} :

$$w = \frac{dx}{dt} = 6,908 \frac{m_h + 1}{t_z} \left(\frac{t}{t_h} \right)^{m_h - m_o} \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m_o} \exp \left[-6,908 \left(\frac{t}{t_h} \right)^{m_h - m_o} \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m_o + 1} \right], \quad (9)$$

при $t > t_h$, $m_h = m_o$.

Для выявления характера развития процесса сгорания удобно пользоваться отвлеченной скоростью сгорания:

$$w_o = \frac{dx}{d\left(\frac{t}{t_z}\right)} = 6,908 (m_h + 1) \left(\frac{t}{t_h} \right)^{m_h - m_o} \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m_o} \exp \left[-6,908 \left(\frac{t}{t_h} \right)^{m_h - m_o} \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m_o + 1} \right], \quad (10)$$

при $t > t_h$, $m_h = m_o$.

Продифференцировав уравнение (10), получим уравнение отвлеченного ускорения сгорания

$$j_o = \frac{t_z}{t_h} \frac{dx}{d\left(\frac{t}{t_z}\right)} \left[m_h \frac{t_h}{t} - 6,908 \left(\frac{t_h}{t_z} \right)^{m_o + 1} \left(\frac{t}{t_h} \right)^{m_h} (m_h + 1) \right], \quad (11)$$

при $t > t_h$, $m_h = m_o$.

Приравняв уравнение (11) к нулю, после преобразований получим уравнение максимальной отвлеченной скорости сгорания в начальном периоде

$$w_{o\max} = 6,908 (m_h + 1) \left[\frac{m_h}{6,908 (m_h + 1) e} \right]^{\frac{m_h}{m_h + 1}} \left(\frac{t_h}{t_z} \right)^{\frac{m_o - m_h}{m_h + 1}}, \quad (12)$$

для максимальной отвлеченной скорости в основном периоде нужно принять $m_h = m_o$.

Соответствие опытных и расчетных показателей рабочего цикла, как критерий достоверности математической модели процесса сгорания, оценивалось на примере дизелей, отличающихся размерностью, быстротой сгорания, типом охлаждения и уровнем форсирования (табл. 1).

Несоответствие экспериментальных и расчетных характеристик выгорания (рис. 2, б, г и 3, б) приводит к расхождению в значениях давлений и температур газа (рис. 3, а). Экспериментальные значения максимальной быстроты нарастания давления и ускорения переходного процесса от сжатия к сгоранию превышает ее расчетное значение почти в 2 раза, поскольку расчетная максимальная скорость сгорания на 48...56 % меньше экспериментальных значений (рис. 2, в, г).

Математическая модель выгорания топлива, разработанная автором и характеризуемая уравнением (8), позволяет повысить точность описания характеристик выгорания сложного вида в дизелях (рис. 2, а, б). Она повышает достоверность определения показателей тепломеханической нагруженности и оценки влияния интенсивности выгорания топлива в отдельных периодах на индикаторные показатели рабочего цикла дизеля. Уравнение (8) характеристики выгорания сложного вида является дальнейшим развитием закономерности выгорания топлива Вибе И.И. Так при одинаковых значениях показателей характера сгорания в отдельных периодах процесса, т. е. при $m_h = m_o$, уравнение (8) обращается в известную закономерность (1).

Расчет и конструирование

Таблица 1

Сравнительная оценка параметров процесса сгорания и показателей рабочего цикла дизелей при различных способах математического моделирования выгорания топлива

| № пп | Параметры процесса сгорания и показатели рабочего цикла дизеля | Обозна- чение | Размер- ность | Дизель 4Ч 14,5/20,5 | | | Дизель 8ЧН 15/16 | | |
|---------|--|---------------------------------|------------------------------------|---------------------|-------------------------|--------------------|------------------|-------------------------|--------------------|
| | | | | Опыт | Расчет с использованием | | Опыт | Расчет с использованием | |
| | | | | | уравне- ния (1) | уравне- ния (8) | | уравне- ния (1) | уравне- ния (8) |
| 1 | Среднее индикаторное давление цикла | P_i | МПа | 0,848 | 0,905 | 0,875 | 0,997 | 0,949 | 0,958 |
| 2 | Максимальное давление цикла | P_{max} | МПа | 6,676 | 6,692 | 6,670 | 8,147 | 8,041 | 8,070 |
| 3 | Максимальная температура цикла | T_{max} | К | 1874 | 1926 | 1886 | 1737 | 1758 | 1752 |
| 4 | Максимальная быстрота нарастания давления | $(\Delta p/\Delta\alpha)_{max}$ | $\frac{\text{МПа}}{\text{град}}$ | 0,588 | 0,370 | 0,581 | 0,645 | 0,321 | 0,642 |
| 5 | Макс. относит. скорость в начальном периоде | $(\Delta x/\Delta\alpha)_n$ | град^{-1} | 0,078 | 0,040 | 0,079 | 0,0715 | 0,0302 | 0,0713 |
| 6 | Макс. относит. скорость в основном периоде | $(\Delta x/\Delta\alpha)_o$ | град^{-1} | 0,0265 | — | 0,0260 | 0,0295 | — | 0,0275 |
| 7 | Ускорение переходного процесса к сгоранию | j_p | $\frac{\text{МПа}}{\text{град}^2}$ | 0,424 | 0,200 | 0,420 | 0,350 | 0,150 | 0,342 |
| 8 | Продолжительность процесса сгорания | φ_z | град ПКВ | 80,00 | 91,57 | 79,43 | 131,80 | 143,30 | 131,80 |
| 9 | Индикаторный удельный расход топлива | g_i | $\frac{\text{г}}{\text{кВтч}}$ | 190,00 | 185,00 | 187,00 | 185,14 | 186,00 | 185,40 |
| 10 | Показатель характера начального периода | m_n | — | -0,27 | — | -0,27 | -0,48 | — | -0,48 |
| 11 | Показатель характера основного периода | m_o | — | 0,38 | 0,11 | 0,38 | 0,20 | 0,13 | 0,20 |

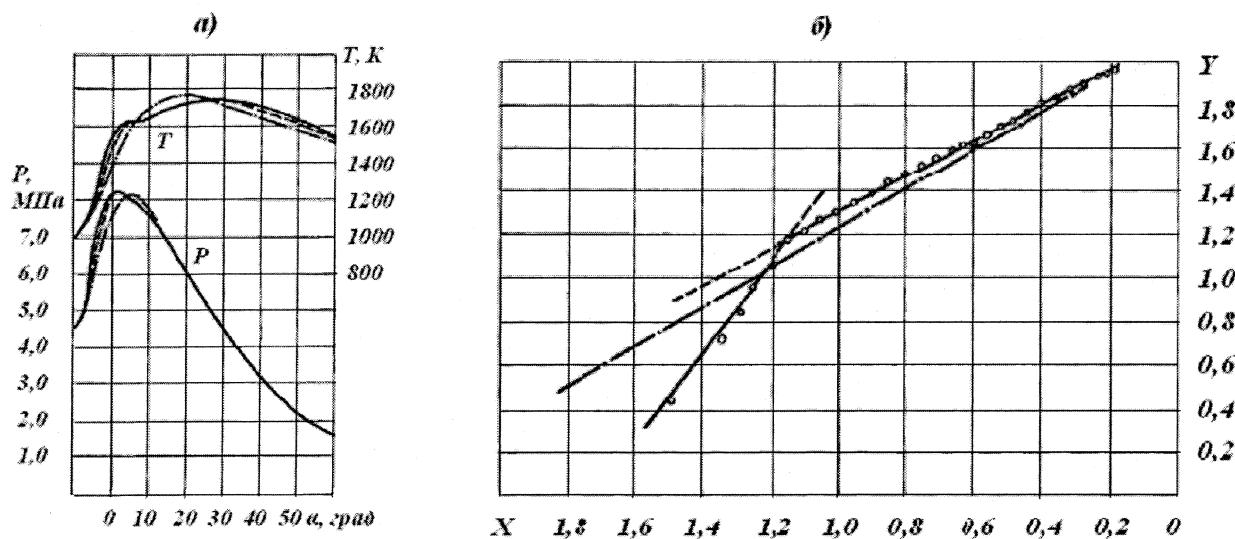


Рис. 3. Индикаторные диаграммы давления, температуры газа (а) и логарифмические анаморфозы (б) интегральных характеристик выгорания в дизеле 1ЧН 15/16.
 — опытные, с использованием уравнений (1) - - - и (8) - - -

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009–2013 гг.».

Литература

1. Свиридов, Ю.Б. Смесеобразование и сгорание в дизелях / Ю.Б. Свиридов. – Л.: Машиностроение, 1972. – 222 с.
2. Алексеев, В.П. Физические основы процессов в камерах сгорания поршневых ДВС / В.П. Алексеев, Д.Н. Вырубов. – М.: МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1977.– 84 с.
3. Алексеев, В.П. Расчетное и экспериментальное определение характеристики сгорания топлива в дизеле / В.П. Алексеев, А.М. Приходько // Изв. вузов. Серия «Машиностроение», 1976. – № 4. – С. 95–98.
4. Vibe, I.I. Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren / I.I. Vibe. – Berlin: VEB Verlag Technik, 1970. – 286 s.
5. Разлейцев, Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях / Н.Ф. Разлейцев. – Харьков: Вища школа, 1980.– 169 с.
6. Hiroyasu, H. Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions / H. Hiroyasu, T. Kadota, M. Arai. – Paper 214-12, Bull. JSME. – 1983. – V. 26, № 214. – P. 576–583.
7. Кулешов, А.С. Программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания ДИЗЕЛЬ-РК. Описание математических моделей, решение оптимационных задач / А.С. Кулешов. – М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2004.– 123 с.
8. Kuleshov, A.S. Use of Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Simulation and Optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection / A.S. Kuleshov. – SAE Paper № 1006-01-1385, 2006.
9. Tatschl, R. Multidimensional Simulation of Spray Combustion and Pollutant Formation in a Medium Speed Marine Diesel Engine / R. Tatschl, H. Riediger, M. Bogensperger. – World Automotive Congress. – FISITA, 1998. – P. 13–26.
10. Tatschl, R. CFD in IC-Engine Spray and Combustion Simulation-Current Status and Future Development / R. Tatschl, E.V. Berg, M. Bogensperger et al. – Fifth World Congress on Computational Mechanics. –Vienna, 2002. – P. 1–20.
11. Wieser, K.J. 3D-CFD Diesel Combustion and accurate Heat Transfer Modeling for Diesel Engines / K.J. Wieser, A.O. Ennemoser. – Conference on Thermo-and Fluid-Dynamic Process in Diesel Engine. – Thiesel, 2002. – P. 1–10.
12. Иващенко, Н.А. Математическое моделирование процессов в ДВС / Н.А. Иващенко, А.С. Кулешов // Турбонаддув автомобильных и тракторных двигателей: материалы науч.-техн. конф., 24–25 июня 2009. – Протвино, 2009. – С. 5–8.
13. Лазарев, Е.А. О моделировании процесса сгорания в дизелях / Е.А. Лазарев, А.П. Ставров, Б.Л. Арав // Автомобили, тракторы и двигатели: тр. ЧПИ. – Челябинск: ЧПИ, 1973.– № 131. – С. 112–121.
14. Вибе, И.И. К методике исследования рабочего цикла дизеля с разделенным впрыском топлива / И.И. Вибе, Е.А. Лазарев, А.Н. Лаврик // Автомобили, тракторы и двигатели: тр. ЧПИ. – Челябинск: ЧПИ, 1971. – № 87. – С. 72–77.

Поступила в редакцию 20 января 2010 г.

Лазарев Евгений Анатольевич. Доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – совершенствование рабочего процесса топливной аппаратуры дизелей.

Evgeniy A. Lazarev. The doctor of engineering science, professor of chair «Internal combustion engines» of the South Ural State University. The area of scientific interests – perfection of working process of fuel equipment of diesel engines.

УПРАВЛЕНИЕ ПРОЦЕССОМ СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЯХ РАЗДЕЛЕННЫМ ВПРЫСКИВАНИЕМ ТОПЛИВА ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ВЫБРОСОВ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ

E.A. Лазарев

THE CONTROL OF THE COMBUSTION PROCESS IN DIESEL ENGINES BY MEANS OF MULTY-INJECTION OF THE FUEL FOR REDUCTION OF THE EXHAUST GASES TOXICITY

E.A. Lazarev

Рассмотрены физические основы управления процессом сгорания топлива в дизелях разделением цикловой подачи на составляющие и впрыскиванием их в цилиндр в различные периоды рабочего цикла. Оценена эффективность разделенного впрыскивания топлива в снижении выбросов вредных веществ с отработавшими газами дизеля.

Ключевые слова: процесс сгорания, разделенное впрыскивание топлива, выбросы вредных веществ.

The physical bases of the control of combustion process by means of multy-injection of fuel into cylinder of diesel engines are considered for different periods of working cycle. The efficiency of the multy-injection of fuel as means of the reduction of exhaust gases toxicity is estimated.

Keywords: combustion process, multy-injection of the fuel, the toxicity of exhaust gases.

Протекание процесса сгорания в дизеле, как свидетельствуют физические концепции, обуславливается взаимодействием целого ряда физических и химических процессов: впрыскивание и распределение, нагрев, испарение и смешение с воздухом, подготовка к воспламенению и окисление топлива [1]. Сложность процесса сгорания обусловлена местной и временной неоднородностями концентраций топлива, окислителя и продуктов сгорания, температур в объеме камеры сгорания, характером и интенсивностью движения компонентов смеси и молекулярным тепло – и массообменом между отдельными ее зонами.

После воспламенения в процессе «видимого» сгорания топлива термодинамическим анализом индикаторных диаграмм давления в дизеле выделяют два характерных периода: начальный и основной, отличающиеся механизмом возникновения и распространения фронта пламени. Скорость выгорания в начальном периоде зависит от количества паров топлива, подготовленных к сгоранию, скорости развития предпламенных реакций, количества, масштаба и распределения очагов воспламенения, а также от скорости распространения турбулентного пламени в неоднородной смеси. Многоочаговый характер воспламенения смеси в дизелях свидетельствует о зависимости скорости сгорания в начальном периоде от подготовленности к воспламенению смеси, образующейся вследствие протекания предпламенных химических превращений за период задержки воспламенения. Воспламенение и начало окисления наступает в зоне, где соотношение паров и окислителя близко к стехиометрическому составу.

Управление интенсивностью выгорания топлива в начальном периоде осуществляется интенсификацией предпламенных процессов для сокращения периода задержки самовоспламенения. В значительной степени это достигается воздействием на характеристики подачи топлива, в частности, на фактор динамичности, определяющий относительное количество топлива, поданного в цилиндр за период задержки самовоспламенения, в общей цикловой подаче. Регулирование характеристики подачи для снижения фактора динамичности осуществляется реализацией двух основных направлений: ступенчатое и разделенное впрыскивание топлива. Принципиальные основы ступенчатого впрыскивания широко известны. Физические основы влияния разде-

ленного впрыскивания топлива на выбросы вредных веществ отработавшими газами базируются на снижении и ограничении интенсивности выгорания топлива в начальном периоде, температуры и давления газов в цилиндре. Осуществление разделенного впрыскивания имеет свои особенности, связанные с местом подачи запальной порции и ее относительной величиной в суммарной цикловой подаче топлива.

Основными проблемами при реализации разделенного впрыскивания топлива являются впрыскивание, подготовка к воспламенению и уменьшение величины запальной порции. Чем меньше относительная величина запальной порции в суммарной цикловой подаче, тем труднее ее дозирование элементами топливной аппаратуры в процессе впрыскивания, но тем выше качество подготовки ее к воспламенению. Высокое качество подготовки топлива запальной порции к воспламенению может быть достигнуто дробным впрыскиванием в целях гомогенизации ее смеси с воздухом. Однако многократный подъем иглы при дробном впрыскивании приводит к повышенному износу прецизионных сопряжений распылителя форсунки, поэтому его применение не является однозначным. Чем выше качество подготовки топлива запальной порции к воспламенению, тем позже она может быть подана в цилиндр, но тем больше взаимное влияние процессов впрыскивания запальной и основной порций. Различают в этой связи несколько вариантов подачи запальной порции в цилиндр: во впускной трубопровод и в цилиндр: на границе тактов выпуска-впуска [2], в начале такта впуска, в начале или в конце такта сжатия. Каждый из перечисленных способов подачи запальной порции отличается различной степенью подготовки ее к воспламенению. При подаче запальной порции в цилиндр на границе тактов выпуска-впуска для ее подготовки к воспламенению используется теплота отработавших газов (ОГ) и процесса сжатия при увеличенном времени на процесс смесеобразования запальной порции. При подаче запальной порции в такте сжатия снижается время на процесс смесеобразования запальной порции и для ее подготовки к воспламенению используется лишь теплота процесса сжатия.

Определенное значение имеет момент подачи основной порции: в воспламенившуюся запальную порцию для наибольшего снижения периода задержки воспламенения основной порции, в подготовленную обедненную запальную порцию для обогащения и инициирования ее воспламенения с одновременным началом сгорания обеих порций и после выгорания топлива запальной порции для использования продуктов ее сгорания в качестве инициаторов воспламенения первых доз основной порции.

Анализ физико-химических явлений, происходящих при впрыскивании запальной порции топлива в цилиндр на границе тактов выпуска-впуска свидетельствует, что в сжимаемом топливовоздушном заряде интенсивно протекают реакции предварительного окисления углеводородов, которые начались под воздействием теплоты отработавших газов. С помощью диаграмм давления выявлены все три стадии низкотемпературного самовоспламенения [3]. Химический анализ газов, отобранных из цилиндра при прокрутке коленчатого вала дизеля, но с подачей углеводородов на впуске, позволил установить наличие формальдегидов и карбонильных соединений, которые являются результатом холоднопламенных реакций окисления углеводородов. Топливо запальной порции проходит сложные предпламенные и холоднопламенные превращения до впрыскивания основной порции. К моменту впрыскивания основной порции в камере сгорания (КС) находится полностью испарившаяся, хорошо перемешанная и поэтому достаточно однородная топливовоздушная смесь. По составу эта смесь обеднена. Под воздействием температуры отработавших газов предыдущего цикла (при подаче запальной порции на границе тактов выпуска-впуска) в этой смеси произошли физико-химические превращения с образованием перекисей, альдегидов и распадом отдельных связей в молекулах углеводородов. Использование высоких температур отработавших газов для нагрева и испарения запальной порции топлива является эффективным средством предварительной подготовки ее за счет процессов распада наименее термически стабильных молекул, а также тепловой активации наиболее термически стабильных углеводородов к реакции окисления. Такая предварительная термическая подготовка запальной порции топлива существенно облегчает процесс ее самовоспламенения.

Процесс предварительного разложения запальной порции не должен быть слишком полным, ибо это может привести к преждевременному ее окислению и, как следствие, к уменьшению КПД цикла. Охлаждение запальной порции поступающим свежим зарядом в такте впуска несколько замедляет этот процесс физико-химического превращения, предотвращая глубокий распад молекулярных связей и осуществляя своеобразную «консервацию» уже начавшего разлагаться

Расчет и конструирование

ся топлива до начала такта сжатия. В течение такта сжатия повышение температуры и давления при наличии избытка кислорода завершает процесс разложения топлива запальной порции. Локальное повышение концентрации паров топлива, вызванное либо интенсивным вихревым движением смеси в камере сгорания, либо впрыскиванием первой дозы основной порции топлива, при наличии готовых перекисей и активных центров приводит к появлению «горячего» пламени. При этом стадии самовоспламенения существенно сокращаются и приводят к значительному уменьшению периода задержки воспламенения основной порции топлива, который в ряде случаев оказывается близким или равным нулю. С этой точки зрения можно считать границу тактов выпуска-впуска оптимальным моментом для впрыскивания запальной порции, так как в отработавших газах содержится малое количество кислорода. Кроме этого, охлаждение топлива запальной порции поступающим в такте впуска свежим зарядом, способствует торможению процессов распада наименее термически стабильных молекул топлива и определяется, по-видимому, согласованием угла начала подачи запальной порции и фаз газораспределения. Положительный эффект от выбора в качестве момента подачи запальной порции топлива границы тактов выпуска-впуска замечен также в работе автора [4]. В частности, установлено, что максимальная эффективность процесса достигается при впрыскивании запальной порции незадолго после ВМТ такта выпуска, где температура отработавших газов вызывает реакцию интенсивного первичного разложения топлива.

В последние годы реализация разделенного впрыскивания топлива осуществляется с использованием электронного управления [5–9]. Однако электронное управление впрыскиванием топлива, все более широко применяющееся в автомобильных, судовых и стационарных дизелях, получило ограниченное распространение в дизелях тракторов, комбайнов и дорожных-строительных машин в связи с тяжелыми условиями эксплуатации и высокими требованиями к надежности и долговечности элементной базы электронных, электромеханических и электрогидравлических устройств [5]. В этой связи по-прежнему высок интерес к реализации разделенного впрыскивания топлива с использованием традиционных гидромеханических устройств: топливной форсунки и элементов топливного насоса высокого давления (ТНВД) [8].

Одним из способов осуществления разделенного впрыскивания топлива является использование кулачка с двумя разновысокими выступами на валу топливного насоса (рис. 1) [2, 4]. Впрыскивание запальной порции осуществляется с помощью выступа А, а величина ее определяется высотой этого выступа. Впрыскивание основной порции достигается с помощью выступа Б. Расположение выступа А относительно выступа Б определяет момент впрыскивания запальной порции при заданном моменте впрыскивания основной порции топлива.

Здесь рассматривается способ разделенного впрыскивания, отличительной особенностью которого является использование теплоты отработавших газов для физико-химической подготовки запальной порции, облегчающей воспламенение основной порции топлива. Это достигается впрыскиванием запальной порции непосредственно в цилиндр дизеля в начале такта впуска, что хорошо согласуется с уровнем температуры, необходимой для испарения топлива и начала частичного его разложения. Наличие относительно большого промежутка времени между впрыскиванием запальной и основной порциями топлива позволяет уменьшить их взаимное влияние, которое проявляется в колебательном характере изменения давлений в насосной секции P_{nc} и у форсунки P_f (см. рис. 1). Наряду с положительными качествами: улучшенное смесеобразование запальной порции топлива вследствие наличия значительного интервала времени и некоторое снижение требований к уровню давления P_p^A и качеству распыливания запальной порции топлива, этот способ имеет недостаток, который заключается в возможности оседания топлива запальной порции на стенках внутрицилиндрового пространства.

Для обеспечения удовлетворительной топливной экономичности дизеля необходимо исключить оседание запальной порции топлива на стенках цилиндра, днище поршня, головке цилиндра и унос части ее в систему выпуска при перекрытии клапанов газораспределения. В этой связи целесообразно сокращать длину топливных струй при впрыскивании запальной порции, а также не следует начинать впрыскивание запальной порции задолго до закрытия выпускного клапана, ибо при достаточно большом перекрытии клапанов в результате продувки может увеличиться унос части топлива запальной порции в систему выпуска. Для дизелей, имеющих камеру сгорания, расположенную в поршне, появляется возможность в большей степени сохранить запальную порцию топлива, нежели в дизелях с неразделенными камерами, при условии впрыскивания ее

непосредственно в объем камеры сгорания. Очень удобными в этом смысле являются полуразделенные камеры сгорания, например ЯМЗ, ЦНИДИ и др. Наличие горловины КС создает дополнительное сопротивление вихревым потокам смеси, препятствуя таким образом уносу топлива запальной порции.

На степень физико-химической подготовки топлива запальной порции оказывает влияние, в случае применения камер сгорания в поршне, не только температура отработавших газов, но и температура стенок камеры сгорания. Камера сгорания, имея неодинаковую температуру по внутренней поверхности, дает дополнительную возможность регулировать степень физико-химических превращений топлива запальной порции за счет изменения места контакта топливной струи со стенкой. Наибольшую температуру камера сгорания имеет в районе кромки горловины. Поэтому попадание струи топлива на «горячую» кромку позволит усилить эффект термического воздействия, снижая одновременно ее температуру.

Влияние момента впрыскивания запальной порции топлива на показатели рабочего цикла дизеля при неизменном оптимальном угле начала подачи основной порции (23 град ПКВ до ВМТ такта сжатия) приведено на рис. 2, а. Из условия получения наименьшего удельного эффективного расхода топлива g_e оптимальный угол начала подачи запальной порции $\theta_{\text{пп}}^{\text{зап}}$ находится в диапазоне от 5 град ПКВ до ВМТ такта выпуска до 15 град ПКВ после ВМТ такта впуска в зависимости от относительной величины запальной порции топлива σ в суммарной цикловой подаче. Значения углов, соответствующие более раннему впрыскиванию запальной порции, относятся к меньшим относительным величинам запальной порции. Отклонение углов начала подачи запальной порции от указанного выше диапазона вызывает ухудшение экономичности дизеля, вследствие повышенного уноса топлива запальной порции и снижения эффективности его сгорания.

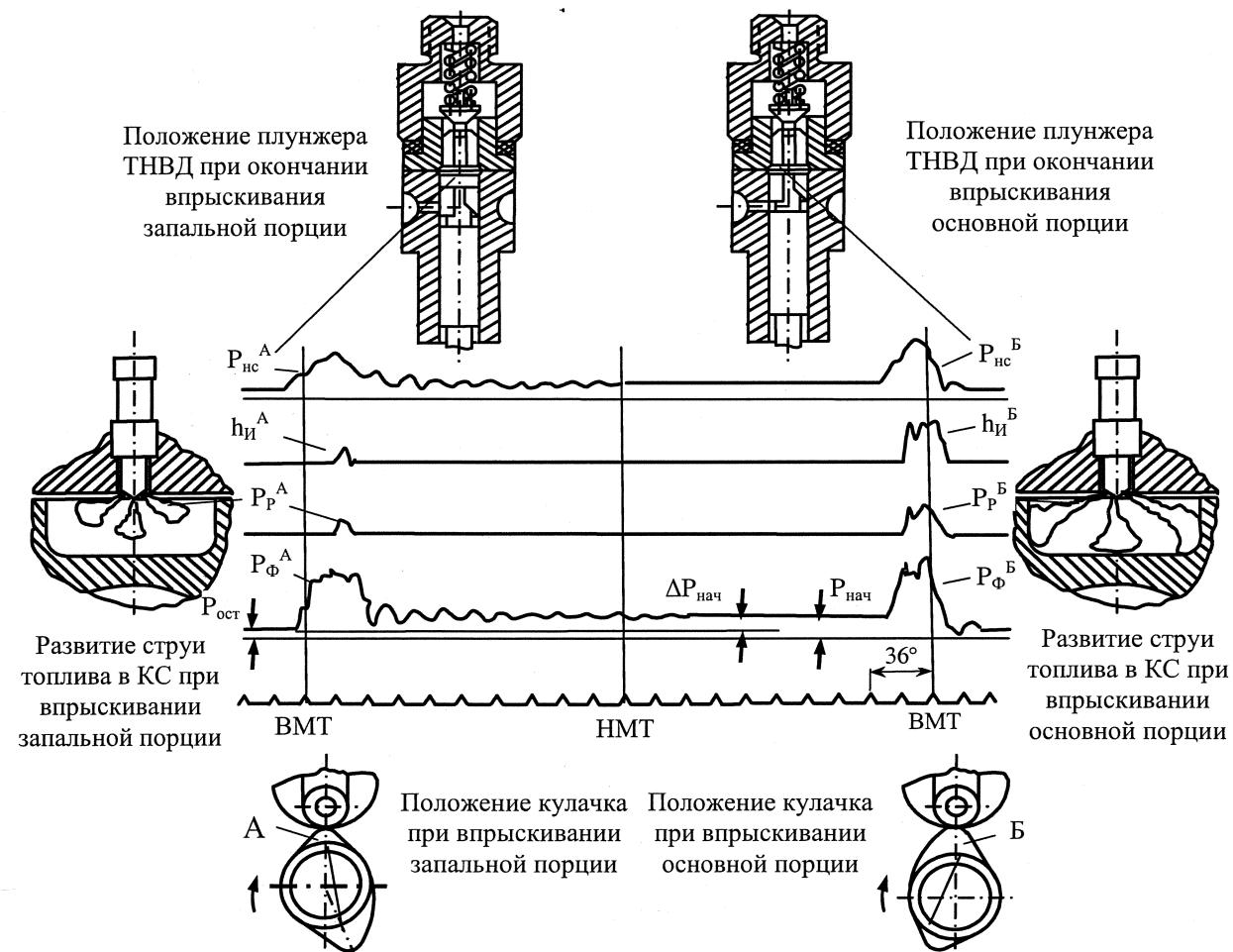


Рис. 1. Способ осуществления разделенного впрыскивания топлива и иллюстрирующий его фрагмент осциллограммы процесса впрыскивания топлива в дизеле: P_{nc} , P_p , P_ϕ , $P_{ост}$ – давления топлива, соответственно, в насосной секции, распыливания, у форсунки, остаточное и начальное в топливопроводе; h_i – подъем иглы распылителя

Расчет и конструирование

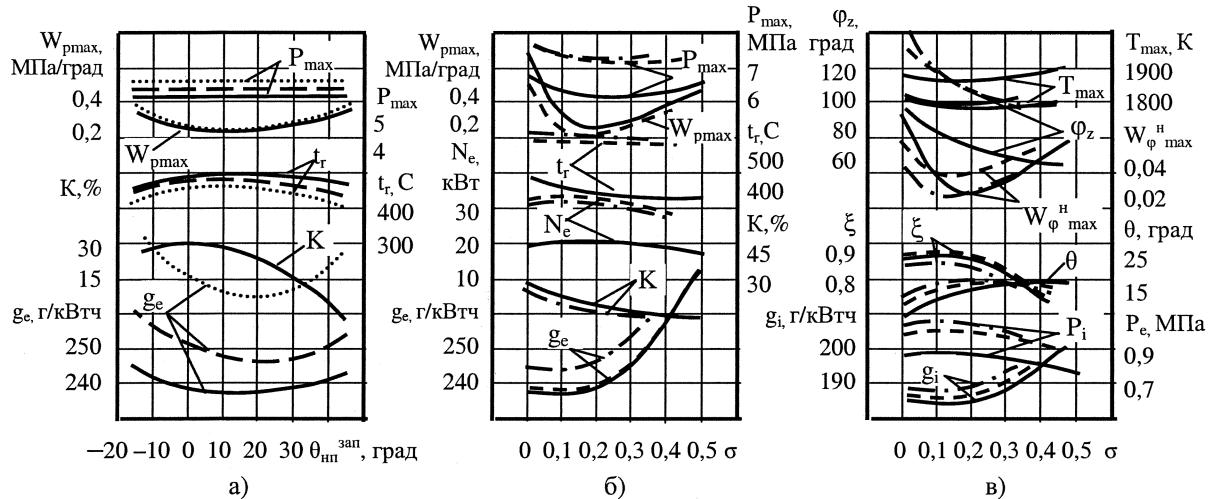


Рис. 2. Зависимость показателей рабочего цикла и параметров процесса сгорания от момента подачи при:
 $\sigma = 0,15$; $\sigma = 0,33$; $\sigma = 0,42$ (а) и от относительной величины (б) и (в) запальной порции топлива:
 $\text{Ч14,5/20,5}, n = 1070 \text{ мин}^{-1}; G_r = 4,75 \text{ кг/ч}$; $\text{ЧН15/20,5}, n = 1250 \text{ мин}^{-1}; G_r = 7,75 \text{ кг/ч}$; $\text{ЧН15/16}, n = 1700 \text{ мин}^{-1}; G_r = 7,80 \text{ кг/ч}$

Потерянная часть топлива запальной порции не участвует в процессе сгорания. Это подтверждается, в частности, характером изменения температуры t_r и дымности K отработавших газов. При углах подачи запальной порции, отличных от оптимальных, указанные параметры отработавших газов снижаются, что при неизменном расходе топлива свидетельствует о неполном участии цикловой подачи в процессе сгорания и падении мощности N_e дизеля.

Степень влияния на экономичность дизеля угла начала подачи запальной порции определяется согласно экспериментальным данным величиной запальной порции топлива. Чем больше величина запальной порции, тем большее влияние на экономичность дизеля оказывает угол начала ее подачи. Это обстоятельство, по-видимому, можно объяснить тем, что с увеличением запальной порции увеличивается дальность струи и улучшается качество ее распыливания, однако при этом увеличивается вероятность ее уноса, так как большая часть топлива находится в хорошо распыленном состоянии.

Вихревые движения газов внутри цилиндра в период перекрытия клапанов и в течение такта впуска сравнительно легко выносят распыленное топливо из объема камеры сгорания, увеличивая тем самым его потери. Большая величина запальной порции формирует топливный факел более устойчивый к вихревым движениям газов, а следовательно, способствует в большей степени попаданию части топлива не в камеру сгорания, при углах подачи его отличных от оптимального, а на днище поршня и в надпоршневое пространство, откуда оно сравнительно легко может быть вынесено в систему выпуска. Уменьшение же величины запальной порции, вследствие ухудшения ее распыливания и снижения дальности струи топлива способствует лучшему контакту топлива со стенкой камеры сгорания.

Топливо, осевшее на стенке камеры сгорания, уже в меньшей степени подвержено воздействию вихревых потоков газа и поэтому лучше сохраняется до момента своего самовоспламенения. С увеличением запальной порции топлива эффективность физико-химической подготовки при неоптимальном угле начала ее подачи снижается в большей степени, чем при малой величине запальной порции. Это обстоятельство сопровождается снижением коэффициента эффективности сгорания ξ , уменьшением индикаторного КПД и повышает чувствительность дизеля к углу начала подачи запальной порции. Снижение эффективности физико-химической подготовки топлива запальной порции и увеличение ее потерь приводят к росту задерживающих стадий в воспламенении основной порции и, как следствие, к изменению «жесткости» работы дизеля. Об этом свидетельствует изменение такого показателя механической нагруженности, как максимальная быстрота нарастания давления $W_{p\max}$. С увеличением степени отклонения угла начала подачи запальной порции от оптимального этот показатель увеличивается. Примечательно, что изменение угла начала подачи запальной порции в рассматриваемом диапазоне практически не сказывается на величине максимального давления цикла P_{\max} . Отклонение угла начала подачи

топлива запальной порции от оптимального значения сопровождается некоторым уменьшением угла начала сгорания θ .

Повышенные потери и ухудшение эффективности термической обработки топлива запальной порции несколько изменяют продолжительность процесса сгорания Φ_z . Увеличение задерживающих стадий в воспламенении основной порции приводит к некоторому увеличению максимальной скорости сгорания при отклонении угла начала подачи запальной порции от оптимального. Незначительное сокращение продолжительности процесса сгорания при этом можно объяснить увеличением части топлива запальной порции, не участвующей в процессе сгорания вследствие механической ее потери. В данном случае снижение Φ_z не означает улучшения процесса сгорания топлива. Анализ экспериментального материала позволяет определить диапазон оптимальных углов начала подачи запальной порции топлива, который составляет от 5 град ПКВ до ВМТ такта выпуска до 15 град ПКВ после ВМТ такта впуска.

Необходимость выбора оптимальной относительной величины запальной порции топлива σ определяется опасностью возникновения следующих явлений при работе дизеля с разделенным впрыскиванием: увеличение расхода топлива вследствие преждевременного выделения теплоты, относительных потерь теплоты через поверхности, образующие внутрицилиндровое пространство, и механической нагруженности дизеля [4, 10].

При экспериментальном исследовании по выбору оптимального значения σ использовался кулачок вала топливного насоса с двумя разновысокими выступами, а необходимое значение σ устанавливалось сменой кулачков с различной высотой выступа А. Выбор относительной величины запальной порции топлива обоснован для дизелей Ч14,5/20,5, ЧН15/20,5 и ЧН15/16 на номинальных режимах их работы (рис. 2, б, в). Зависимость основных показателей рабочего цикла и параметров процесса сгорания от σ оценивалась в диапазоне ее изменения от 0 до 0,48.

Увеличение относительной величины запальной порции топлива после некоторого предела приводит к резкому повышению удельных эффективного и индикаторного g_i расходов топлива. Оптимальные значения σ при условии неизменного расхода топлива G_t для исследуемых дизелей составляет 0,12...0,18. В этом диапазоне удельный эффективный расход топлива практически не изменяется в сравнении с таковым при обычном впрыскивании, а максимальная быстрота нарастания давления минимальна. Уменьшение W_{pmax} снижает механическую нагруженность дизеля. Исчезают резкие стуки, снижается вибрация корпуса, уменьшается шум. На индикаторных диаграммах появляется плавный переход от линии сжатия в линию сгорания, а ускорение переходного процесса приближается к нулю. При дальнейшем увеличении $\sigma > 0,20$ к моменту воспламенения основной порции в камере сгорания накапливалось большее количество топлива запальной порции, обуславливающее увеличение W_{pmax} . При этом наблюдалось снижение мощности и увеличение удельных эффективного и индикаторного расходов топлива.

Разделенное впрыскивание топлива при значениях $\sigma = 0,15$ на 25 % снижает дымность отработавших газов К вследствие ускорения предпламенной подготовки топлива, сокращения общей продолжительности процесса сгорания и перемещения конца процесса сгорания ближе к ВМТ. Сокращение общей продолжительности сгорания можно объяснить увеличением скорости сгорания в конце процесса вследствие ускорения испарения и диффузии топлива основной порции, обеспечиваемым увеличением температуры смеси перед началом ее горения. С увеличением σ максимальная скорость сгорания $W_{\phi}^{H_{max}}$ изменяется, хорошо согласуясь с характером изменения W_{pmax} . Коэффициент эффективности сгорания при $\sigma > 0,20$ резко уменьшается вследствие повышения количества продуктов сгорания запальной порции и увеличенных потерь тепла. Максимальная температура цикла при разделенном впрыскивании топлива изменяется незначительно.

По мере увеличения относительной величины запальной порции угол начала сгорания сначала увеличивается до 15...16 град ПКВ, резко снижая при этом период задержки воспламенения основной порции топлива, а затем стабилизируется на уровне 14...15 град ПКВ. Увеличение угла начала сгорания приводит к росту продолжительности переходного процесса от сжатия к сгоранию. Увеличение угла начала сгорания обуславливается наличием однородной, хорошо подготовленной к самовоспламенению, смеси запальной порции топлива с воздухом вследствие большого опережения ее впрыскивания. При этом количество топлива запальной порции соответствует условиям смеси, при которых она является достаточно бедной, чтобы преждевременно не самовоспламеняться вследствие сжатия, и достаточно богатой, чтобы топливо основной порции

Расчет и конструирование

могло воспламеняться от пламени начинающей гореть запальной порции. Несущественное изменение θ при $\sigma > 0,20$ объясняется ухудшением качества физико-химической подготовки запальной порции. Появление продуктов ее сгорания тормозит процесс воспламенения основной порции. Для уменьшения влияния продуктов сгорания запальной порции на воспламенение основной порции можно рекомендовать интенсификацию движения газов вблизи распылителя форсунки.

С оптимальными значениями σ определялись нагрузочные характеристики дизелей. Нагрузочные характеристики дизелей ЧН15/20,5 и ЧН15/16 представлены на рис. 3. В сравнении с аналогичными характеристиками, полученными со штатной топливной аппаратурой, можно отметить при разделенном впрыскивании топлива снижение механической нагруженности дизеля, характеризуемой значениями P_{max} и W_{pmax} . Особенно значительное снижение этих показателей имеет место при больших значениях среднего эффективного давления P_e , что объясняется особенностями изменения относительной величины запальной порции топлива [5].

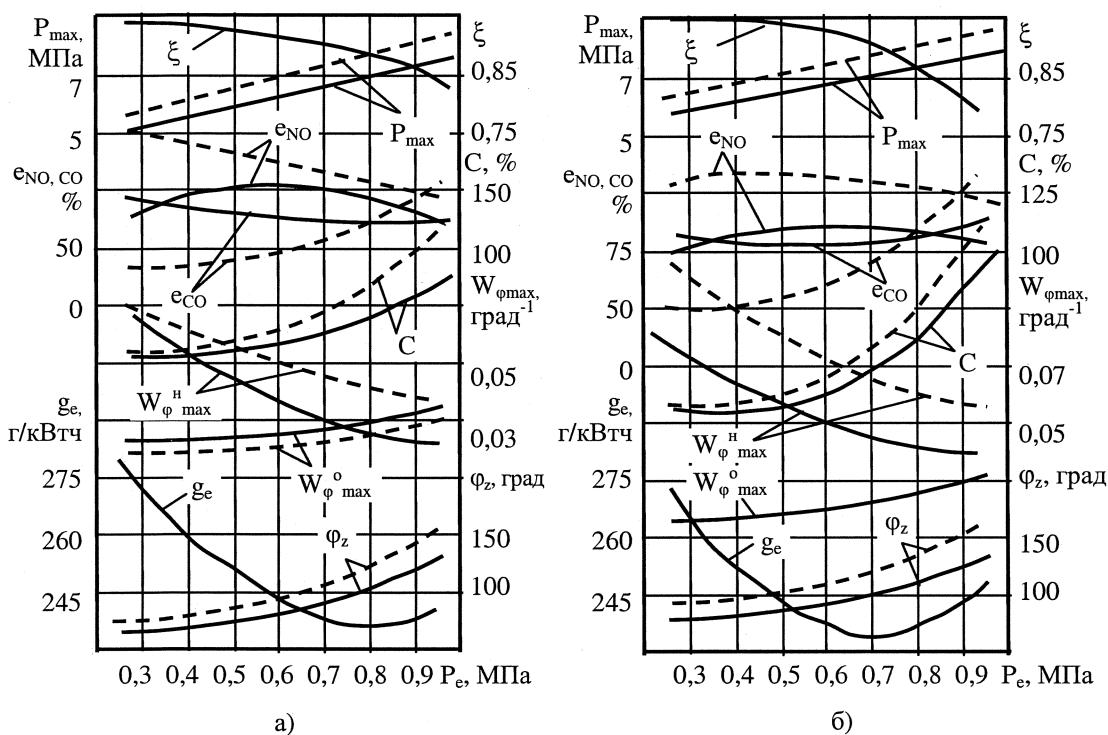


Рис. 3. Зависимость относительных удельных выбросов вредных веществ и сажи отработавшими газами, показателей рабочего цикла и параметров процесса сгорания от нагрузки дизелей: ЧН15/20,5, $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ (а), ЧН15/16, $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ (б) — обычное впрыскивание; — разделенное впрыскивание

При разделенном впрыскивании снижаются температура и выбросы сажи с отработавшими газами. Анализ параметров процесса сгорания указывает на увеличение угла начала сгорания, снижение максимальной относительной скорости $W_{\phi}^H_{max}$ и общей продолжительности сгорания топлива ϕ_z . Мощностные и экономические показатели рабочего цикла практически не изменились. Совершенствование процесса сгорания для реализации малотоксичного рабочего цикла базируется на учете условий образования вредных веществ в камере сгорания, выносимых с отработавшими газами [8].

Основным токсичным компонентом ОГ дизелей являются оксиды азота NO_x , доля которых в суммарных выбросах составляет 30–80 % по массе. Оксиды азота образуются при высоких температурах в КС вследствие окисления азота воздуха. Известно, что наиболее интенсивно окисление азота происходит в начальном периоде процесса сгорания до момента достижения максимальной температуры T_{max} рабочего цикла. Содержание окиси углерода СО в ОГ дизелей характеризуется сравнительно небольшой концентрацией, не превышающей 0,4–0,5 %. В КС дизеля СО образуется из-за неравномерного распределения топлива в зоне горения, что приводит к появлению зон с малым коэффициентом избытка воздуха и недогоранием топлива. Значительной составляющей токсичных компонентов ОГ являются твердые частицы, представляющие собой несгоревшие фрагменты топлива и моторного масла, а также сажу, сульфаты и оксиды металлов.

Сажа на 95–98 % состоит из углерода С. Содержание сажи в ОГ является результатом протекания двух процессов – ее образования и окисления. Сажеобразование зависит от коэффициента избытка воздуха, а также от особенностей смесеобразования, свойств топлива, температуры, продолжительности и своевременности процесса сгорания. На частицах сажи адсорбируются канцерогенные полифункциональные ароматические углеводороды.

Испытания дизелей ЧН15/20,5 и ЧН15/16 с разделенным впрыскиванием топлива подтвердили возможность снижения выбросов вредных веществ отработавшими газами повышением управляемости начального периода процесса сгорания. На номинальных режимах работы указанных дизелей относительная величина запальной порции топлива составляла $0,15^{\pm 0,03}$. Выбросы сажи с отработавшими газами оценивались фотоэлектрическим дымомером, основанном на измерении степени задымленности бумажного фильтра по шкале Bosch. Выбросы окислов азота оценивались по интенсивности окраски раствора Зальцмана, а выбросы окислов углерода оценивались газоанализатором, работающим по принципу термохимического детектирования.

При сохранении мощностных и экономических показателей дизелей достигнуто значительное уменьшение относительных выбросов сажи с отработавшими газами. Эффект снижения этих выбросов усиливался с увеличением нагрузки дизеля ЧН15/20,5 (рис. 3, а). Практически во всем диапазоне рассматриваемых нагрузочных характеристик наблюдалось снижение максимальной скорости выгорания $W_{\phi}^{h \max}$ и продолжительности процесса сгорания. Аналогичный эффект снижения выбросов сажи с отработавшими газами наблюдается в дизеле ЧН15/16 (рис. 3, б). Коэффициент эффективности сгорания практически не изменился во всем диапазоне нагрузок.

При обычном впрыскивании высокая скорость сгорания в начальном периоде способствует появлению эффекта самоторможения окислительных процессов вблизи момента окончания впрыскивания топлива. При разделенном впрыскивании топлива значительно уменьшается ускорение сгорания в начальном периоде, что приводит к лучшему согласованию скоростей окисления топлива и подвода кислорода в зону горения. В результате этого удается повысить скорость выгорания топлива в конечных стадиях процесса сгорания. Устраняется замедление горения, наблюдаемое при обычном впрыскивании топлива. Это способствует эффективному выгоранию свободного углерода, образующегося в результате крекинга в начальном периоде сгорания и, как следствие, снижению выбросов сажи с отработавшими газами. Высокие средние скорости сгорания топлива обеспечивают сокращение продолжительности процесса сгорания в целом.

Обеспечение однородной смеси к моменту воспламенения и снижение максимальных скоростей сгорания топлива при разделенном впрыскивании позволяет уменьшить относительные выбросы сажи С с отработавшими газами, а также сократить продолжительность процесса сгорания при сохранении мощностных и экономических показателей работы дизелей ЧН15/20,5 и ЧН15/16.

Снижение максимальной скорости сгорания в начальном периоде $W_{\phi}^{h \ max}$ уменьшает относительные удельные выбросы окислов азота e_{NO} дизелей ЧН15/20,5 и ЧН15/16 практически во всем исследуемом диапазоне среднего эффективного давления. На номинальных режимах работы дизелей снижение e_{NO} составляет от 18 до 24 %. С уменьшением нагрузки удельный выброс окислов азота возрастает менее интенсивно при разделенном впрыскивании топлива.

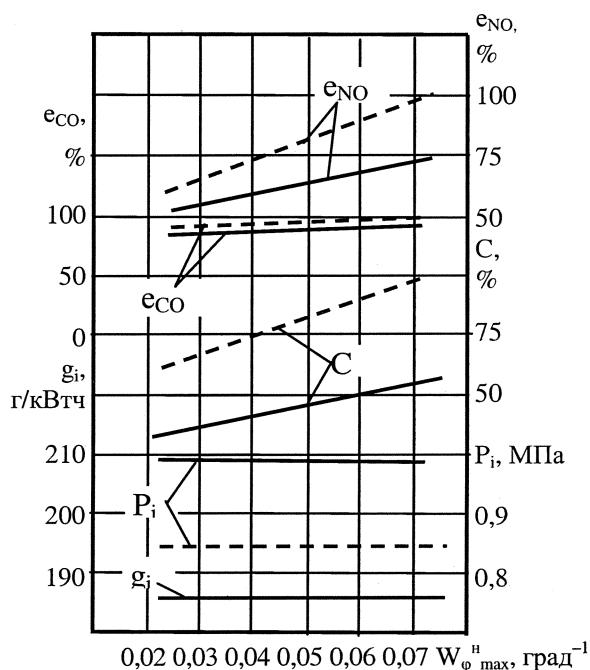


Рис. 4. Влияние максимальной скорости сгорания в начальном периоде на относительные удельные выбросы вредных веществ, сажи и показатели рабочего цикла. – – – ЧН15/20,5, $n = 1070$ мин⁻¹; — ЧН15/20,5, $n = 1250$ мин⁻¹, ЧН15/16, $n = 1700$ мин⁻¹

Расчет и конструирование

Несколько иная картина наблюдается с выбросом окислов углерода e_{CO} . На номинальных режимах работы разделенное впрыскивание топлива практически незначительно влияет на удельные выбросы окиси углерода с отработавшими газами. С уменьшением нагрузки дизеля удельные выбросы окиси углерода с отработавшими газами при разделенном впрыскивании даже несколько возрастают. Это можно объяснить особенностями подготовки к воспламенению топлива запальной порции с уменьшением нагрузки, заключающимися в снижении интенсивности теплового воздействия на нее отработавших газов предыдущего цикла. Увеличение уровня форсирования дизеля по мощности при разделенном впрыскивании топлива приводит к снижению удельных выбросов CO с отработавшими газами. В условиях высокой удельной мощности повышение управляемости процесса сгорания, достигаемое разделенным впрыскиванием топлива, снижает удельные выбросы окислов азота в отработавших газах.

Обобщая результаты исследования по управлению интенсивностью выгорания в начальном периоде процесса сгорания разделенным впрыскиванием топлива в дизелях с различными частотами вращения коленчатого вала (рис. 4), можно отметить, что при неизменных показателях эффективности и экономичности снижение максимальной относительной скорости сгорания $W_{\phi}^{H_{max}}$ в 2 раза приводит к уменьшению относительных удельных выбросов окислов азота на 18–27 % и сажи с отработавшими газами на 25–30 %. При этом относительные удельные выбросы окиси углерода с отработавшими газами незначительно зависят от интенсивности выгорания топлива в начальном периоде.

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009–2013 гг.».

Литература

1. Лазарев, Е.А. Физические концепции и математические модели процесса сгорания топлива в дизеле / Е.А. Лазарев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – в настоящем номере.
2. Baudry, J. Contrôle de la combustion des moteurs diesel par le procédé Vigom / J. Baudry, P. Eyzat, B. Sale // Rev. Inst. franc. Petrole. – 1964. – V. 19, № 9. – S. 982–1005.
3. Бородай, Г.Г. Исследование влияния дозировки топлива на основные показатели рабочего процесса тракторного дизеля при предварительном обогащении воздуха бензином: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Г.Г. Бородай. – М.: МИИСП, 1969. – 25 с.
4. Лазарев, Е.А. Влияние разделенного впрыска топлива на показатели рабочего цикла тракторного дизеля: дис. ... канд. техн. наук / Е.А. Лазарев. – Челябинск: ЧПИ, 1971. – 178 с.
5. Isenburg, R. Diesel-Speichereinspritzsystem Common Rail: Techn. Unterrichtung, 2. Ausgabe, Nov. / R. Isenburg, M. Münzenmay, H. Kull // Stuttgart: Robert Bosch GmbH. – 1998. – 49 с.
6. Kammerdiener, T. A new common rail concept with pressure modulated injection / T. Kammerdiener, L. Burgler, P. Herzog // ImechE, 1998.
7. Ein flexibles Piezo-Common-Rail-System mit direktgesteuerter Düsenadel / S. Meyer, A. Krause, D. Krame, G.P. Merler // MTZ 63. – 2002. – № 2. – S. 86–93.
8. Грехов, Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей / Л.В. Грехов, Н.А. Иванченко, В.А. Марков. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 176 с.
9. Leonhard, R. Druckubersetzes Common-Rail-System für Nutzfahrzeuge / R. Leonhard, M. Parche, C. Alvarez-Avila u. a. // MTZ 70. – 2009. – № 5. – S. 368–375.
10. Вибе, И.И. К методике исследования рабочего цикла дизеля с разделенным впрыском топлива / И.И. Вибе, Е.А. Лазарев, А.Н. Лаврик // Автомобили, тракторы и двигатели: тр. ЧПИ. – Челябинск: ЧПИ, 1971. – № 87. – С. 72–77.

Поступила в редакцию 21 января 2010 г.

Лазарев Евгений Анатольевич. Доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – совершенствование рабочего процесса топливной аппаратуры дизелей

Evgeniy A. Lazarev. The doctor of engineering science, professor of chair «Internal combustion engines» of the South Ural State University. The area of scientific interests – perfection of working process of fuel equipment of diesel engines.

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ С НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ВПРЫСКОМ БЕНЗИНА В ЦИЛИНДР

Д.Н. Ахметов

METHODS OF IMPROVING ECONOMICAL AND ENVIRONMENTAL MEASURES OF TWO-STROKE ENGINE WITH CYLINDER DIRECT PETROLEUM INJECTION

D.N. Akhmetov

Для повышения экологических показателей двухтактного двигателя с внешним смесеобразованием необходимо внесение некоторых конструктивных изменений, переход на внутреннее смесеобразование и организация непосредственного впрыска топлива в камеру сгорания двухтактного двигателя. Эффективность снижения токсичных компонентов в отработавших газах и улучшений экономических и экологических показателей двухтактного малогабаритного двигателя достигается за счет раздельной подачи топлива и воздуха.

Ключевые слова: двухтактный бензиновый двигатель, непосредственный впрыск топлива, экономические и экологические показатели.

For improving environmental measures of two-stroke engine with carburetion it is necessary to make some constructional change, to pass to the inner fuel injection and to organize direct fuel injection into combustion chamber of the two-stroke engine. The efficiency of reducing toxic components of waste gases methods of improving economical and environmental measures of small-size two-stroke engine will be considered with the help of split-pumping of fuel and air.

Keywords: two-stroke petroleum engine, direct fuel injection, economical and environmental measures.

Высокооборотные двухтактные малогабаритные двигатели на данном этапе развития обладают существенным недостатком по сравнению с четырехтактными двигателями. Повышенный расход топлива и повышенная токсичность отработавших газов – эти факторы сдерживают их дальнейшее развитие.

При организации рабочего цикла двухтактного двигателя основной трудностью является процесс газообмена. Если в четырехтактном двигателе основная масса отработавших газов вытесняется поршнем, после чего следует наполнение цилиндра свежим зарядом, то в двухтактном двигателе с внешним смесеобразованием освобождение цилиндра от отработавших газов производится рабочей смесью, что неизбежно связано с потерей части топлива в период продувки в выпускную систему. Процесс наполнения цилиндра, происходящий при открытых выпускных окнах, осложняется движением основного потока внутри цилиндра. Для петлевой схемы продувки характерен поворот основных потоков свежей смеси, вытесняющих отработавшие газы к выпускным окнам. Это приводит к появлению застойных зон, увеличивающих количество остаточных газов в цилиндре до 15–25 % от общей массы [1]. По мере прикрытия дроссельной заслонки относительное количество остаточных газов растет, достигая максимума на режимах холостого хода. Из-за сильного разбавления рабочей смеси остаточными газами и значительных потерь топлива в выпускную систему происходит ухудшение условий воспламенения и сгорания смеси. И следовательно, ухудшается экономичность рабочего цикла, повышается токсичность отработавших газов, наблюдается межцикловая нестабильность вплоть до пропусков зажигания. Все это, в конечном итоге, вызывает необходимость обогащения смеси, что, в свою очередь, отрицательно сказывается на экономических и экологических показателях двухтактного двигателя. Экономичность двухтактного двигателя ухудшается по сравнению с четырехтактными двигате-

Расчет и конструирование

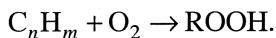
лями в два раза, а содержание окислов углерода в отработавших газах в пять раз больше, чем у четырехтактных двигателей [2].

Очевидно, что улучшение топливной экономичности и сокращение выброса вредных веществ имеет решающее значение для сохранения двухтактных двигателей и расширения области их применения. Из-за низкой экологичности эксплуатация двухтактных двигателей частично запрещена на территории водоемов курортных зон РФ.

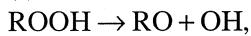
Решение этой проблемы в настоящее время связано с усложнением конструкции и технологии изготовления двигателя, с возрастанием затрат на производство и обслуживание. Существует ряд направлений по совершенствованию процесса газообмена, предусматривающих сокращение потерь топлива в период продувки. По степени эффективности сокращения потерь топлива их можно разбить на две большие группы. К первой группе можно отнести те новые схемы газообмена, которые полностью исключают потери топлива при очистке цилиндра от отработавших газов с непосредственным впрыскиванием топлива в камеру сгорания после закрытия выпускных окон. Направления, относящиеся ко второй группе, предусматривают лишь частичное сокращение потерь топлива в период газообмена. Например: впрыскивание топлива в объемы продувочных каналов или объем цилиндра при неполноте закрытых выпускных окнах, организация послойного ввода свежего заряда в объем цилиндра при внешнем смесеобразовании, специальная настройка системы выпуска.

Наряду с недостатками двухтактные двигатели имеют и существенные достоинства. В частности, это хорошие габаритно-массовые показатели, меньшая металлоемкость по сравнению с четырехтактными двигателями, простота конструкции из-за отсутствия газораспределительного механизма и хороший коэффициент приспособляемости по нагрузке. Поэтому двухтактный двигатель хорошо зарекомендовал себя на силовых установках малой мощности. Дальнейшее сокращение расхода топлива возможно только при внедрении непосредственного впрыска топлива в цилиндр двигателя.

Впрыск топлива ведет к уменьшению времени контакта топлива с масляной пленкой, находящейся на стенке цилиндра, что ведет к снижению концентрации гидроперекиси:



При достижении определенных значений плотности несгоревших частиц топлива в цилиндре двигателя происходит спад гидроперекисей с образованием активных центров и с последующим детонационным сгоранием:



где RO и OH – активные центры (осколки молекул и атомов, имеющих свободную валентность).

Снижение концентрации вредных компонентов в отработавших газах (NO_x , CH, CO) достигается за счет внедрения электромагнитной форсунки в конструкцию двухтактного малолитражного двигателя, вследствие чего, двигатель может работать на топливе с более низким октановым числом или на том же топливе, но со значительной экономией.

В лаборатории создан стенд на базе двухтактного одноцилиндрового двигателя с системой непосредственного впрыска бензина. На данном двигателе были проведены опыты по сравнительным испытаниям двигателя, работающего на карбюраторном режиме и на инжекторном режиме с непосредственным впрыском. На двигатель установлена электромагнитная форсунка с топливной магистралью высокого давления. Топливный насос создает постоянное давление в топливной рампе (0,5 МПа), для сглаживания пульсации давления от работы насоса служит аккумулятор и установленный на нем дроссельный клапан [3].

Практическая реализация способа сокращения потерь топлива в период продувки цилиндра малогабаритного двухтактного двигателя представлена на рис. 1, на котором видно место и способ установки форсунки и компоновку выпускного патрубка двухтактного двигателя.

На данном двигателе установлена «двойная» система питания, т. е. двигатель может работать на карбюраторном режиме (как обычный двухтактный двигатель) и с непосредственным впрыском топлива в цилиндр двигателя. Такая организация системы питания двухтактного двигателя необходима для того, чтобы провести более точные экспериментальные сравнительные исследования в сфере повышения топливной экономичности и повышения экологических показателей (в частности по NO_x , CH, CO) двухтактных двигателей по сокращению расхода топлива и умень-

шению выбросов отработавших газов. В цилиндре двигателя 1 (см. рис. 1) выполнены отверстия под установку форсунки 2, и продувочного канала 4. Продукты сгорания вытесняются в выпускной трубопровод 3.

Расположение форсунки в стенке цилиндра выше верхней кромки выпускного окна в зоне низких температур и давления повышает надежность и долговечность форсунки, и делает возможным использование отработанных аккумуляторных систем питания с внешним смесеобразованием четырехтактных инжекторных двигателей на двухтактном малогабаритном двигателе, и установку данных систем на двигатели отечественного и импортного производства. Принципиальная схема показана на рис. 2.

Предлагаемая аккумуляторная система непосредственного впрыска топлива в цилиндр двухтактного двигателя управляется блоком электронного управления. Электронная система питания включает функциональные датчики, набор устройств, для обработки информации и исполнительные механизмы, обеспечивающие одновременное выполнение нескольких различных функций. В зависимости от числа электромагнитных форсунок и их размещения различают системы с распределенным впрыскиванием топлива [1, 2].

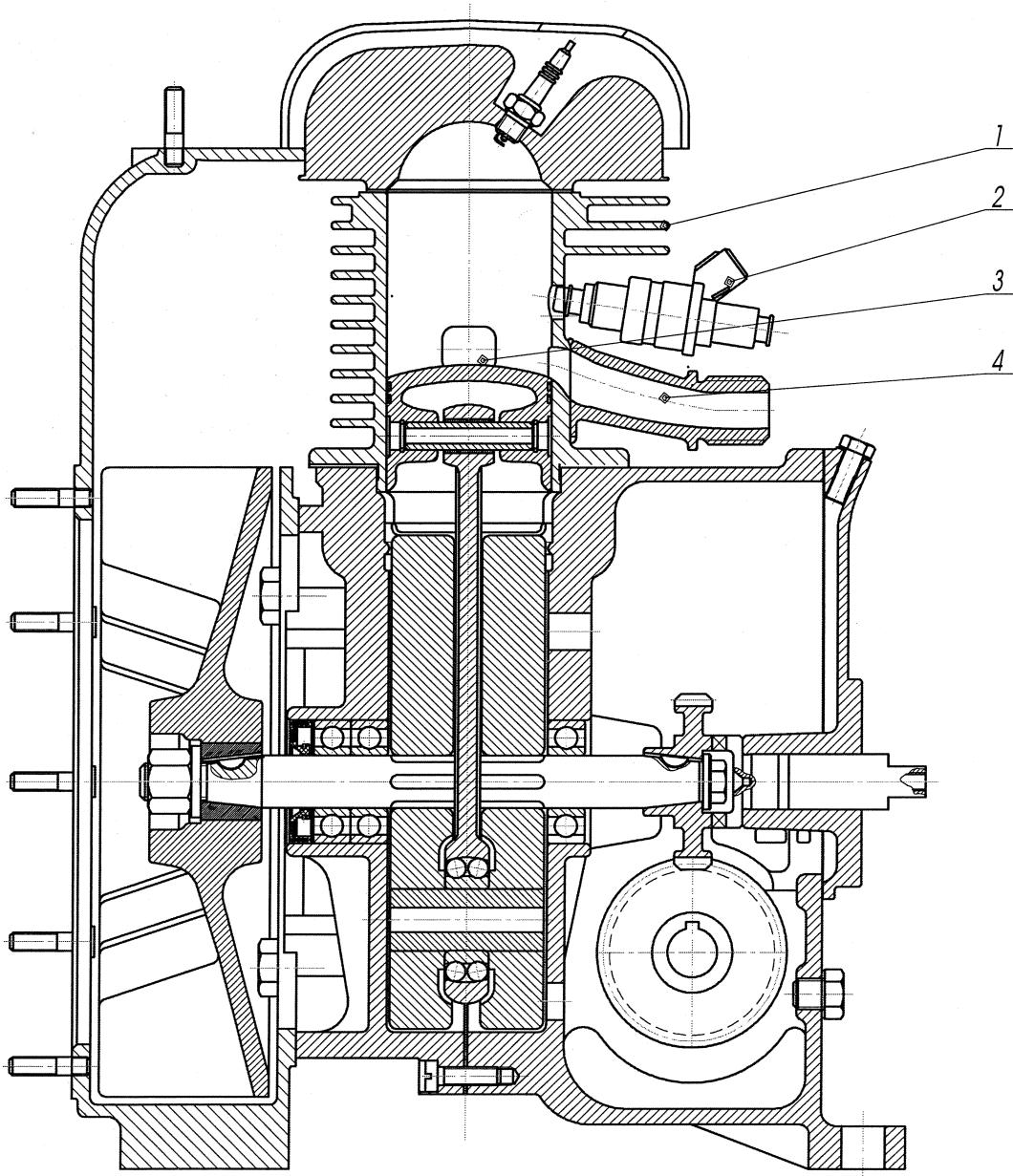


Рис. 1. Малогабаритный двухтактный двигатель 2СД-М1-ОП: 1 – цилиндр двигателя; 2 – электромагнитная форсунка; 3 – выпускное окно; 4 – продувочное окно (впускные)

Расчет и конструирование

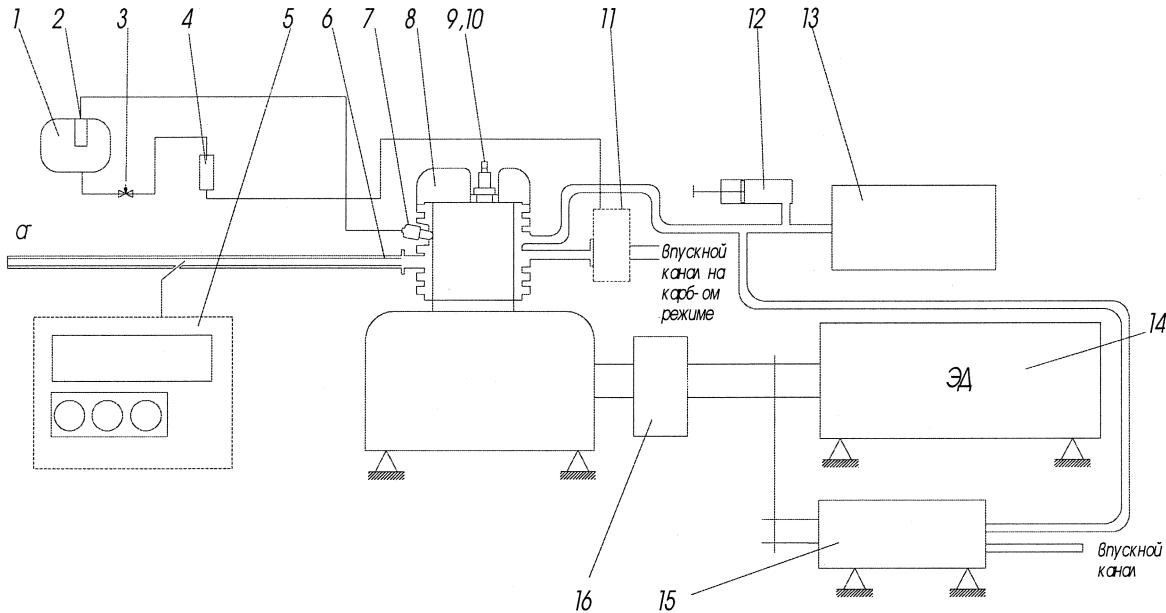


Рис. 2. Принципиальная схема экспериментальной установки 2СД-М1-ОП: 1 – топливный бак; 2 – топливный насос высокого давления; 3 – топливный винт (для работы двигателя на карбюраторном режиме); 4 – расходометр топлива; 5 – газоанализатор четырехкомпонентный; 6 – выпускной трубопровод ОГ; 7 – электромагнитная форсунка; 8 – цилиндр двигателя; 9, 10 – свеча зажигания с индикаторным датчиком давления; 11 – карбюратор; 12 – ресивер; 13 – продувочный компрессор; 14 – электрогенератор (нагрузочное устройство); 15 – дополнительный компрессор; 16 – датчик крутящего момента

Электронный блок управления, является управляющим центром системы впрыска топлива. Он непрерывно обрабатывает информацию от различных датчиков и управляет системами, влияющими на токсичность отработавших газов и на эксплуатационные показатели двигателя [4]. Датчик, регистрирующий положение коленчатого вала двигателя, представляет собой элемент синхронизации. На основе полученной информации блок управления двигателем определяет момент и продолжительность открытия форсунки. Система управления получает сигнал по электрической цепи от датчика положения дроссельной заслонки. Состав оптимальной горючей смеси зависит от теплового состояния двигателя, регистрируемого датчиком температуры, установленного на ребре охлаждения. Регулятор добавочного воздуха через электрическую цепь обеспечивает подачу воздуха независимо от положения дроссельной заслонки. Угол опережения зажигания определяется длительностью формируемого в момент поступления в ЭБУ импульса начала отсчета, т. е. при прохождении мимо индукционного датчика площадки, образованной путем удаления двух зубьев [5].

Наиболее важным в процессе смесеобразования двухтактного двигателя является увеличение коэффициента избытка воздуха до уровня дизеля на режимах его работы. Подача топлива пропорциональна произведению циклового расхода воздуха и частоты вращения коленчатого вала двигателя. Минимальный расход воздуха в 30...40 раз больше максимального расхода топлива, измеряемого с высокой степенью точности.

Наиболее сложным в улучшении экологических и экономических показателей двухтактного двигателя являются создание гетерогенной смеси и подача необходимого количества топлива за короткий промежуток времени [2, 6].

Вместе с тем, выявлены значительные резервы улучшения названных показателей путем дальнейшего совершенствования конструкции двухтактного двигателя. Наилучшие результаты могут быть получены при комплексной оптимизации значений впрыскивания топлива, геометрии проточной части распылителя форсунки и формы камеры сгорания с учетом реального распределения режимов работы двигателя в процессе эксплуатации. Это особенно важно для транспортных и автотракторных двигателей, работающих в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов. Для оптимизации характеристик впрыскивания и распыливания топлива необходимо более широкое внедрение в отечественное двигателестроение систем электронного управления процессом топливоподачи, для обеспечения гетерогенной смеси в цилиндре.

Управление процессом топливоподачи, включающее управление цикловой подачей топлива, углом опережения впрыскивания, законом подачи топлива, характеристикой давления впрыскивания, а также другими параметрами является эффективным средством улучшения экономических и экологических показателей двигателей. Реализация такого управления сразу несколькими регулируемыми параметрами, находящимися во взаимной зависимости, наиболее эффективна при использовании микропроцессорных систем многосвязного управления. Такие системы управления в отечественных двухтактных двигателях не нашли широкого применения. Отчасти это объясняется тем, что выпускаемые в нашей стране серийные двухтактные двигатели не позволяют в полной мере обеспечить формирование требуемых характеристик систем управления работой двигателя.

Основной проблемой для снижения токсичных компонентов в отработавших газах является несовершенный процесс организации смесеобразования двухтактного двигателя с внешним смесеобразованием. В данной работе рассмотрена практическая реализация сокращения содержания вредных компонентов в отработавших газах.

Проведенный анализ возможностей реализации оптимизированных законов управления параметрами процесса топливоподачи позволяет более обоснованно подойти к выбору конструкции, параметров систем управления двигателем и улучшению экономических и экологических параметров современных отечественных транспортных и автотракторных двухтактных двигателей.

Литература

1. Крутов, В.И. Электронные системы регулирования и управления двигателей внутреннего сгорания / В.И. Крутов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1991. – 138 с.
2. Вибе, И.И. Новое о рабочем цикле двигателя: скорость сгорания и рабочий цикл двигателя / И.И. Вибе. – М.; Свердловск: Машиностроение, 1962. – 269 с.
3. Пат. 2344299 Российской Федерации, МПК F02B57/04, F02B23/00. Двухтактный бензиновый двигатель с непосредственным впрыском топлива и электронной системой управления / В.М. Мыслев, И.В. Максакова, Д.Н. Ахметов. – № RU-20071244660/06; заявл. 29.06.2007; опубл. 20.01.2009, Бюл. № 2.
4. Двухтактные карбюраторные двигатели внутреннего сгорания / В.М. Кондрашов, Ю.С. Григорьев, В.В. Тупов и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.
5. Ерохов, В.И. Системы впрыска топлива легковых автомобилей / В.И. Ерохов. – М.: Транспорт, 2002. – 174 с.
6. Марков, В.А. Впрыскивание и распыление топлива в дизелях / В.А. Марков, С.Н. Девянин, В.И. Мальчук. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 360 с.

Поступила в редакцию 25 января 2010 г.

Ахметов Данил Наильевич. Аспирант кафедры «Специальные и дорожно-строительные машины» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – повышение надежности и улучшение экономических показателей двухтактного двигателя.

Achmetov Danil Nailevich. Postgraduate student of the chair «Special and road-construction machinery» of the Southern Ural State University. Research interests – reliability and economical measures improvement of two-stroke engine.

ОБЗОР РЕОЛОГИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ МОТОРНЫХ МАСЕЛ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ РАСЧЁТАХ ДИНАМИКИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

И.Г. Леванов

THE REVIEW RHEOLOGICAL MODELS OF THE ENGINE OILS USED AT CALCULATIONS OF DYNAMICS OF JOURNAL BEARINGS OF A CRANKSHAFT

I.G. Levanov

Рассмотрены наиболее известные реологические модели моторных масел, используемые при расчётах динамики подшипников скольжения коленчатого вала. Наибольшее распространение получили модели, учитывающие нелинейное поведение вязкости. Выполнен обзор некоторых методик расчёта подшипников скольжения, учитывающих неньютоновское поведение смазочного материала.

Ключевые слова: реологические модели, неньютоновские свойства масел, степенной закон, вязкоупругая жидкость, микрополярная жидкость, сuspension.

The most known rheological models of engine oils used at calculations of dynamics of journal bearings of a crankshaft are considered. The greatest distribution was received with the models considering nonlinear behaviour of viscosity. The review of some design procedures of journal bearings considering non-Newtonian behaviour of a lubricant is executed.

Keywords: rheological models, non-Newtonian properties of oils, power law, viscoelastic fluid, micropolar fluid, suspension.

Введение. Одним из допущений классической гидродинамической теории смазки, как теоретического фундамента для расчёта динамики сложнонаагруженных трибосопряжений тепловых двигателей, является предположение о том, что смазочный материал подчиняется реологическому закону Ньютона-Стокса [1]:

$$\tau = \mu \cdot \dot{\gamma} . \quad (1)$$

Здесь τ – напряжение сдвига; μ – динамическая вязкость смазки, являющаяся функцией температуры и давления смазочного слоя; $\dot{\gamma}$ – скорость сдвига.

Долгое время расчёт трибосопряжений с учётом линейной зависимости между касательными напряжениями и градиентом скорости сдвига был оправдан. Ньютоновская реологическая модель смазочного материала (1) положена в основу многих инженерных методик расчёта подшипников скольжения [2, 3].

Однако, известно, что реологическое поведение реальных моторных масел является сложным и может отклоняться от закона (1), оказывая влияние на характеристики подшипников скольжения тепловых двигателей. Наиболее известными отклонениями, называемыми в литературе неньютоновскими свойствами, являются: зависимость вязкости от скорости сдвига, от величины зазора; влияние на вязкость структурных неоднородностей; релаксация касательных и появление нормальных напряжений в смазочном слое (вязкоупругость).

Исследование влияния неньютоновских свойств масел на характеристики подшипников скольжения посвящено большое количество теоретических и экспериментальных работ [5–25]. Очевидно, что пренебрежение этими свойствами при расчётах подшипников коленчатого вала может привести к неправильной оценке их работоспособности. Несмотря на это, методики учёта неньютоновских свойств моторных масел пока не получили широкого распространения в отечественной практике проектирования подшипников скольжения коленчатых валов. Это обусловлено, во-первых, недостаточным объёмом информации о реологическом поведении современных мо-

торных масел в подшипнике скольжения; во-вторых, отсутствием методики, позволяющей оценивать одновременное влияние различных неньютоновских свойств моторных масел на динамику подшипников скольжения коленчатого вала.

В связи с этим, главная цель данной статьи – выполнить обзор известных реологических моделей моторных масел, используемых при расчётах динамики подшипников коленчатого вала, и тем самым показать различные подходы к учёту неньютоновских свойств моторных масел.

Реологические модели моторных масел. Основным уравнением гидродинамической теории смазки, основанной в 1883 г. русским учёным и инженером Н.Н. Петровым, и получившей развитие в трудах Зоммерфельда, Рейнольдса, Жуковского и других учёных, является уравнение для определения поля гидродинамических давлений в смазочном слое, больше известное как обобщённое уравнение Рейнольдса. Поскольку оно выведено в предположении о ньютоновском поведении смазки, то все известные методики расчёта подшипников скольжения, учитывающие её неньютоновские свойства, основаны на модификации обобщённого уравнения Рейнольдса путём применения различных реологических моделей поведения смазки.

Наиболее известные реологические модели моторных масел можно представить в виде следующей схемы (рис. 1).



Рис. 1. Модели поведения моторных масел

Масла с полимерными загустителями. Изначально проблема неньютоновского поведения моторных масел связана с добавлением в них полимерных загущающих присадок (полиметакрилат, полизобутилен и др.), предназначенных для увеличения индекса вязкости, получения более пологой вязкостно-температурной характеристики (всесезонные масла). Способность растворов полимеров изменять структуру при деформации приводит к тому, что динамическая вязкость масла становится функцией не только температуры и давления, но и скорости сдвига; происходит обратимое снижение вязкости масла при увеличении скорости сдвига. В отечественной литературе это явление получило название «аномалия вязкости», «временное снижение вязкости», в зарубежной – «shear-thinning» (разжижение при сдвиге) и может проявляться при скоростях сдвига от $10^2 - 10^6 \text{ с}^{-1}$. В двигателях внутреннего сгорания такие скорости развиваются в масляных магистралях, цилиндро-поршневой группе, подшипниках скольжения коленчатого вала при запуске и работе на высоких оборотах. По данным работы [4] в зависимости от типа полимера при температуре 98,9 °C и изменении скорости сдвига с $0,51 \cdot 10^5$ до $3,44 \cdot 10^5 \text{ с}^{-1}$ временное снижение вязкости составляет от 2 до 36 % к исходному значению.

Практический интерес к этому явлению обусловлен тем, что способность масла временно снижать вязкость при сдвиге позволяет снизить потери мощности на трение в ДВС, следователь-

Расчет и конструирование

но, и расход топлива (по разным оценкам на 2–5 %). Лучшая подвижность загущенного масла обеспечивает более быстрое его поступление к трибосопряжениям двигателя, что способствует снижению пускового износа.

Существует большое количество реологических моделей, учитывающих зависимость вязкости от скорости сдвига. Наиболее известной является степенной закон Оствальда–Вейла [1]:

$$\tau = k\dot{\gamma}^n, \quad (2)$$

где k – мера консистенции жидкости; n – показатель, характеризующий степень неиньютоновского поведения.

В этом случае вязкость принято называть «кажущейся»:

$$\mu^* = k\dot{\gamma}^{n-1}. \quad (3)$$

Степенную зависимость использовали в своих работах Б. Виллиамсон и др. [5–10].

И.К. День и Х.Г. Элрод [6] построили общую теорию для псевдопластичных неиньютоновских жидкостей с постоянными свойствами, для которых вязкость является функцией второго инварианта тензора скоростей деформаций и определяется степенным законом. На основе этой теории было выведено обобщенное уравнение Рейнольдса и проведен анализ плоского и цилиндрического подшипника конечной ширины. Анализ результатов этой работы свидетельствует о том, что по мере проявления смазкой псевдопластичных свойств (уменьшение вязкости смазки при сдвиге) происходит снижение минимальной толщины смазочного слоя при заданном числе Зоммерфельда.

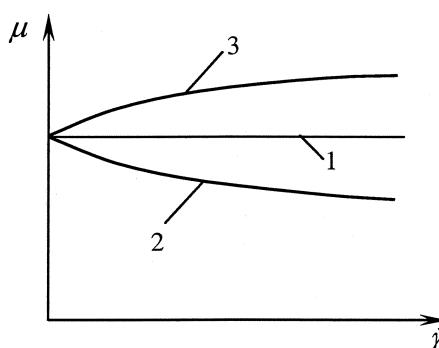


Рис. 2. Характер изменения вязкости от градиента скорости сдвига по степенной модели: 1 – при $n = 1$; 2 – при $n < 1$; 3 – при $n > 1$

этим все модификации степенного закона применимы только для конкретных смазок и в тех диапазонах скоростей деформаций, для которых они были выведены.

Модифицированную форму уравнения Рейнольдса для псевдопластичной неиньютоновской жидкости с учётом корреляций между градиентами скоростей в окружном и осевом направлениях представили Г. Раялингхам, Б.С. Прабху и В.А. Рао в работе [7]. Авторы применили полученное уравнение к радиальному подшипнику конечной длины и определили стационарные рабочие характеристики. В качестве реологического уравнения состояния смазки использовали модель С. Вада и Х. Хайashi [8]:

$$\bar{\tau} + \bar{\alpha}\bar{\tau}^3 = \bar{\mu}\bar{\gamma}, \quad (4)$$

где $\bar{\alpha}$ – фактор нелинейности.

В частности, было установлено, что при заданном относительном эксцентриките подшипника псевдопластичность смазки вызывает уменьшение силы трения, числа Зоммерфельда, расхода смазки и величины максимального гидродинамического давления, а также увеличение угла ориентации нагрузки. Наряду с этим, при заданном числе Зоммерфельда уменьшение вязкости смазки при сдвиге вызывает снижение толщины смазочного слоя и силы трения, а также увеличение расхода смазки и величины максимального гидродинамического давления.

Используя реологическую модель (4) при исследовании характеристик гибридного подшипника с неиньютоновской смазкой, Х. Гарг, В. Кумар, Х. Шарда [9] показали, что увеличение значения фактора нелинейности приводит к снижению максимального гидродинамического давления и минимальной толщины смазочного слоя в гибридном подшипнике.

Как показано в работе [10], наилучшую связь с экспериментальными данными обеспечивает уравнение Кросса:

$$\mu^* = \mu_\infty + \frac{\mu_0 - \mu_\infty}{1 + \frac{\dot{\gamma}}{\dot{\gamma}_c}}, \quad (5)$$

где μ^* – вязкость, при скорости сдвига $\dot{\gamma}$; μ_0 – вязкость при «нулевой» скорости сдвига; μ_∞ – вязкость при бесконечно большой скорости сдвига; $\dot{\gamma}_c$ – промежуточная скорость сдвига между значениями для μ_0 и μ_∞ .

Ли и др.[11] для описания нелинейного поведения вязкости смазки также использовали зависимость (5). Исследования влияния свойств двух условных марок моторных масел на динамику подшипников скольжения показали, что при низких скоростях вращения вала снижение минимальной толщины смазочного слоя вследствие повышения температуры и сдвига является одинаковым. Исследователи установили, что для первого из масел при высоких скоростях вращения вала снижение минимальной толщины смазочного слоя вследствие повышения температуры выше чем вследствие сдвига, однако для второго масла – эффект обратный.

Б.А. Гезим [12] предложил зависимость вязкости от второго инварианта скорости сдвига, принципиальный характер которой аналогичен уравнению Кросса,

$$\mu^*(I_2) = \mu_1 \frac{K_c + \mu_2 \sqrt{I_2}}{K_c + \mu_1 \sqrt{I_2}}. \quad (6)$$

Здесь μ_1 и μ_2 – первая и вторая ньютоновские вязкости; K_c – параметр, характеризующий сдвиговую стабильность смазки: чем выше K_c , тем выше стабильность по отношению к сдвигу; I_2 – второй инвариант скоростей сдвига. Вязкости μ_1 , μ_2 и параметр K_c являются функциями температуры.

При низкой скорости сдвига до 10^{-3} с^{-1} , когда структура полимера не нарушена, вязкость имеет наибольшее значение μ_1 (первая ньютоновская вязкость, начальная). При дальнейшем увеличении скорости сдвига происходит разрушение структуры полимеров и вязкость стремится к наименьшему значению – второй ньютоновской вязкости μ_2 (рис. 3).

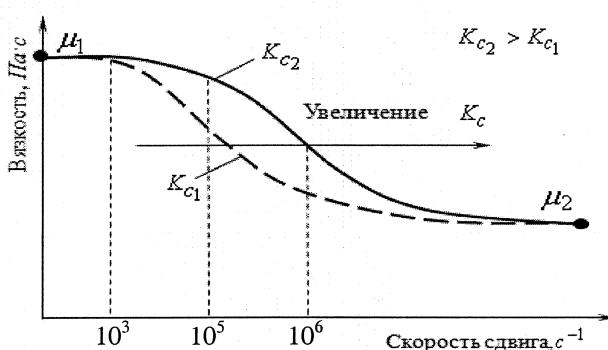


Рис. 3. Принципиальный характер зависимости вязкости загущенных масел (5), (6) от скорости сдвига

К достоинствам этой модели следует отнести хорошую согласованность с экспериментальными данными. К недостаткам – сложность определения значения второй ньютоновской вязкости μ_2 , и параметра K_c .

В своей работе Б.А. Гезим представил уравнение Рейнольдса, с учётом нелинейного поведения вязкости, решил задачу определения характеристик стационарно нагруженного подшипника методом конечных разностей. Полученные результаты показали достаточное сходство с доступными в литературе данными, подтвердив, что ньютоновские модели не в состоянии точно предсказывать характеристики подшипников скольжения, смазываемых загущенными маслами. Для двух образцов масел при типичных рабочих условиях, модель неньютоновской вязкости показала вплоть до 40 % снижения нагрузочной способности и потерю на трение вследствие снижения вязкости при сдвиге.

Модель (6) использовал в своих работах Р.С. Паранжип и др. [13].

Р.С. Паранжип [13] представил обобщённое уравнение Рейнольдса для неньютоновской жидкости, которое решил с использованием алгоритма кавитации Элрода (алгоритма сохранения массы). С помощью разработанной методики Р.С. Паранжип проанализировал работу статически и динамически нагруженных подшипников автомобильного двигателя. Результаты анализа ста-

Расчет и конструирование

тически нагруженного коренного подшипника, работающего на неильтоновском масле, показали, что минимальная толщина смазочного слоя уменьшается на 22 %, давление и расход увеличиваются на 9 и 22 %, соответственно. Р.С. Паранжип указал, что снижение потерь мощности на трение составляет 29 %, при этом уменьшается протяжённость области кавитации.

Обобщая результаты динамического анализа коренных и шатунных подшипников, Р.С. Паранжип подчеркнул, что снижение вязкости при сдвиге значительно сказывается на их работе. Различия при работе на ньютоновском и неильтоновском масле в большей степени относятся к минимальной толщине смазочного слоя, расходу и максимальному гидродинамическому давлению.

Кроме нелинейного поведения вязкости загущенные полимерными присадками масла обладают вязкоупругими свойствами, т.е. наряду с вязким течением способны проявлять упругое восстановление формы.

Вязкоупругие свойства загущенных моторных масел чаще всего описываются моделью Максвелла, в соответствии с которой жидкость одновременно с вязкостью характеризуется временем релаксации λ , которое имеет порядок 10^{-4} – 10^{-6} с и является свойством вещества. Модель вязкоупругой неильтоновской жидкости Максвелла имеет вид [13]:

$$\tau + \lambda \frac{d\tau}{dt} = \mu \frac{\partial V}{\partial y}. \quad (7)$$

Здесь τ – напряжение сдвига; $\frac{\partial V}{\partial y}$ – скорость сдвига; λ – время релаксации, характеризующее запаздывание изменений касательных напряжений относительно изменений скоростей сдвига; $\mu(T, p, I_2)$ – динамическая вязкость, являющаяся в общем случае функцией температуры смазочного слоя $T(x, y, z)$, давления $p(\varphi, z)$ и второго инварианта скоростей сдвига I_2 .

Виллиамсон и др. [5] показали влияние вязкоупругих свойств масел на характеристики подшипников скольжения. В частности, они установили, что нагрузочная способность подшипника при смазке вязкоупругими маслами выше, чем при смазке чисто вязкой жидкостью (минеральным маслом).

Реологическую модель вязкоупругой жидкости Максвелла (7) использовали в своих работах Р.С. Паранжип, В.Н. Прокопьев, А. Харной [13, 14].

Р.С. Паранжип [13] показал качественное влияние эффекта релаксации напряжений на примере динамически нагруженного коренного подшипника коленчатого вала. Для времени релаксации порядка $\lambda = 10^{-4}$ с эффект незначителен. Увеличение λ приводит к сдвигу зависимостей нагрузки и минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота коленчатого вала относительно значений определённых при нулевом времени релаксации.

А. Харной [14] обобщил гидродинамическую теорию смазки на вязкоупругие жидкости. Установил, что несущая способность вязкоупругой плёнки выше, чем ньютоновской, а момент трения при этом остаётся постоянным.

Некоторые теоретические работы [15] указывают на снижение несущей способности вязкоупругой жидкости по сравнению с ньютоновской, а также на то, что нормальные напряжения при установленных сдвиговых течениях пренебрежимо малы и не могут оказывать существенного влияния на несущую способность подшипников скольжения.

Д.А. Тичи и В.О. Уинер [16] провели экспериментальное исследование с рядом жидкостей, среди которых были растворы полимера (полиалкилметакрилата) в минеральном масле, с аналогичными загущенным маслам свойствами. При сдавливании плёнки с большим содержанием полимерной добавки (до 3 %) было обнаружено снижение несущей способности до 21 %.

С экспериментальными данными Д.А. Тичи и В.О. Уинера согласуются результаты теоретического исследования А. Харноя [17], где он указывает на снижение несущей способности сдавливаемой плёнки вязкоупругой жидкости при постоянной скорости сближения дисков. Однако, при внешнем периодическом возбуждении упругость плёнки приводит к увеличению зазора, что позволяет говорить о снижении износа при использовании вязкоупругих смазок.

Структурно-неоднородные масла. Для улучшения противоизносных, противозадирных, а также энергосберегающих свойств, для снижения трения и износа в условиях полужидкостного и граничного режимов смазки в современные масла вводят так называемые модификаторы трения,

например, частицы ди-, трисульфида молибдена ($\text{MoS}_2, \text{MoS}_3$). В этом случае масло представляет из себя двухфазную среду «жидкость – твёрдое тело», реологическое поведение которой также не подчиняется закону (1). Иными словами, масло представляет из себя суспензию.

Кроме того, в процессе эксплуатации ДВС в масло поступают загрязняющие частицы. Несмотря на наличие в смазочной системе фильтрующих элементов в подшипники поступает не идеально чистая смазка. Содержащиеся в масле диспергирующие присадки удерживают частицы во взвешенном состоянии. И в этом случае смазка представляет из себя суспензию. Наличие твёрдых частиц в ньютоновском масле может стать причиной неньютоновского поведения.

Наиболее известной моделью для эквивалентной вязкости суспензий является формула Энштейна [18], показывающая зависимость вязкости от концентрации частиц. Для случая сферических частиц и наполнения (объёмной доли) $\varphi \leq 0,04$:

$$\mu = \mu_0(1 + 2,5\varphi), \quad (8)$$

где μ_0 – вязкость дисперсионной среды, т. е. начальная вязкость базового масла.

Эта зависимость использовалась многими авторами при описании реологического поведения смазки в подшипниках скольжения [19].

А. Йосиф и С. Нэйс [19] применили формулу Энштейна в уравнении Рейнольдса для плоского подшипника скольжения. Было установлено, что присутствие твёрдых частиц в смазке приводит к увеличению нагрузочной способности подшипника; коэффициент трения уменьшается с увеличением твёрдой фазы до оптимального значения; экспериментальные данные работы подтверждают теоретические эквивалентные модели.

М. Хонсари и В. Эсфаханян [20] обобщили термогидродинамическую теорию с учётом влияния твёрдых частиц на смазку радиальных подшипников в гидродинамическом режиме. В качестве реологической модели для случая, когда размер частиц превышает минимальную толщину плёнки, использовали зависимость вида

$$\tau = \mu(M, T, p) \frac{\partial u}{\partial z} \pm N \tau_p, \quad (9)$$

где $\frac{\partial u}{\partial z}$ – скорость сдвига; M – весовая концентрация твёрдых частиц; N – относительная концентрация твёрдых частиц; τ_p – экспериментально определяемое напряжение трения частиц на поверхности подшипника.

В случае, когда размер частиц мал по сравнению с минимальной толщиной плёнки, слагаемое $N \tau_p$ равно нулю.

Результаты работы [20] свидетельствуют о значительном повышении температуры в подшипнике при наличии твёрдых частиц (MoS_2 размером 17,8 мкм, политетрафторэтилен) в смазке. С этим связано снижение несущей способности, вследствие снижения вязкости. Такое отличие от результатов работ, указывающих на увеличение несущей способности, может быть обусловлено большими размерами частиц.

Среди теорий, учитывающих поведение двухфазных смазок, наибольшее распространение получила теория «микрополярных жидкостей», разработанная А. Эрингеном [21]. Аномальное поведение микрополярной жидкости при использовании её в качестве смазки заключается в увеличении эффективной вязкости при течении в узком зазоре, величина которого сопоставима со средним размером частиц или молекул.

Микрополярная жидкость характеризуется тремя физическими константами μ, μ_1, γ , в отличие от ньютоновской жидкости, у которой лишь одна константа μ – вязкость. Параметр μ_1 имеет размерность вязкости. Поскольку он проявляется в результате учета микровращений, то его называют коэффициентом вязкости при вращательном движении (коэффициентом вихревой вязкости). Он характеризует сопротивление вращательному движению подобно тому, как коэффициент μ характеризует сопротивление поступательному движению. Коэффициент γ имеет размерность $[\ell^2][\mu]$, и с его помощью определяется параметр длины $\ell = \sqrt{\gamma/4\mu}$, характеризующий размеры молекул смазочной жидкости [22].

Расчет и конструирование

С помощью коэффициента μ_1 и параметра ℓ рассчитываются так называемые параметры микрополярности:

$$N = \left(\frac{\mu_1}{2\mu + \mu_1} \right)^{1/2}, \quad L = \frac{h_0}{\ell}, \quad (10)$$

где h_0 – характерная толщина смазочного слоя.

Н. Типей [23], исследуя характеристики короткого статически нагруженного подшипника, отметил, что микрополярные масла увеличивают гидродинамические давления в смазочном слое, несущую способность, момент трения.

В.Н. Прокопьев и др. [24] представили результаты расчёта шатунного и коренного подшипника дизельного двигателя, смазываемого микрополярной жидкостью. Методика, предложенная авторами, реализована в комплексе программ, позволяющем оценивать влияние микрополярности смазки на характеристики подшипников скольжения коленчатого вала.

Однако, ввиду трудности экспериментального определения используемых параметров, теория «микрополярных жидкостей» пока не нашла широкого применения в инженерных методиках расчёта подшипников коленчатого вала.

Ф. Дей и М. Хонсари [25] предложили теорию гидродинамической смазки смесью двух жидкостей. Они рассмотрели всесезонное моторное масло как эмульсию, состоящую из простой ньютоновской жидкости, описываемой степенным законом, диспергированной в ньютоновской, считая, что общая вязкость эмульсии зависит от объёмной доли и вязкости каждого из её компонентов. В качестве реологического закона авторы предложили следующую модель:

$$\tau_{zx}^M = \tau_{zx}^N + \tau_{zx}^P = \mu_N v_N \frac{\partial u}{\partial z} + \mu_P v_P \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^n = \mu_h \frac{\partial u}{\partial z},$$

где $\mu_h = \mu_N v_N + \mu_P v_P \left[\left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right]^{(n-1)/2}$. (11)

Здесь $\tau_{zx}^M, \tau_{zx}^N, \tau_{zx}^P$ – напряжения трения для смеси, ньютоновской и степенной жидкости, соответственно; μ_N, v_N, μ_P, v_P – вязкость и объёмная концентрация ньютоновской и степенной жидкости, соответственно; $\frac{\partial u}{\partial z}$ – скорость сдвига; n – показатель степенного закона.

Используя предложенную методику, авторы показали, что увеличение в однородной смеси объёмной концентрации неньютоновского компонента приводит к снижению нагрузочной способности подшипника.

Кроме того, известно, что в процессе эксплуатации ДВС происходит вспенивание масла. Несмотря на противопенные присадки, в моторном масле присутствуют пузырьки воздуха. В этом случае масло представляет из себя двухфазную среду «жидкость–воздух». Известно, что вязкость масла, содержащего воздух, выше вязкости чистого масла. По аналогии с формулой Энштейна вязкость газосодержащего масла можно определить по формуле [3]

$$\mu_{cm} = \mu(1 + \eta D), \quad (12)$$

где μ – вязкость чистого масла; η – эмпирическая постоянная, $\eta = 0,015$; D – объёмное содержание воздушных пузырьков, %.

Заключение. Выполненный обзор реологических моделей показал разнообразие подходов к описанию неньютоновских свойств моторных масел. Существующие расчётные методики, построенные на основе рассмотренных моделей, позволяют оценивать влияние отдельных неньютоновских свойств смазки на характеристики подшипников скольжения и теоретически могут быть использованы для расчётов подшипников коленчатого вала.

Однако, определённые трудности представляет собой экспериментальное определение параметров и коэффициентов, входящих в реологические модели, что пока ограничивает их применение при проектировании узлов трения.

Реологическое поведение моторного масла в подшипнике скольжения является сложным, что может привести к одновременному проявлению нескольких неньютоновских свойств. Актуаль-

ной задачей в настоящее время является создание методики, позволяющей оценивать одновременное влияние различных неильтоновских свойств моторных масел на динамику подшипников скольжения коленчатого вала, что будет способствовать повышению точности расчётов.

Представленная работа выполнена при поддержке Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009–2013 годы» и Российского фонда фундаментальных исследований (проект 10-08-00424).

Литература

1. Уилкинсон, У.Л. Неньютоновские жидкости / У.Л. Уилкинсон; пер. З.П. Шульмана. – М.: Mir, 1964. – 182 с.
2. Беркович, И.И. Трибология. Физические основы, механика и технические приложения: учебник для вузов / И.И. Беркович, Д.Г. Громаковский; под ред. Д.Г. Громаковского. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2000. – 268 с.
3. Воскресенский, В.А. Расчёт и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): справочник / В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков. – М.: Машиностроение, 1980. – 224 с.
4. Каплан, С.З. Вязкостные присадки и загущенные масла / С.З. Каплан, И.Ф. Радзевенчук. – Л.: Химия, 1982. – 136 с.
5. The viscoelastic properties of multigrade oils and their effect on journal-bearing characteristics / B.P. Williamson, T.W. Bates, R.C. Coy, A.L. Milton// J. Non-Newtonian Fluid Mech.– 1997. – V. 73.– P. 115–126.
6. День, И.К. Обобщенное стационарное уравнение Рейнольдса для неильтоновских жидкостей и его применение к подшипникам скольжения / И.К. День, Х.Г. Элрод // Проблемы трения и смазки. – 1983.– №3.– С.73–79.
7. Раалингхам, Г. Стационарные характеристики гидродинамического радиального подшипника с псевдопластической смазкой / Г. Раалингхам, Б.С. Прабху, В.А. Рао // ТАОИМ. Серия Ф. Проблемы трения и смазки. – 1979. – № 4. – С. 117–124.
8. Wada, S. Hydrodynamic Lubrication of Journal Bearings by Pseudoplastic Lubricants / S. Wada, H. Hayashi // Bull. Jpn. Soc. Mech. Eng. – 1971. – V. 14. – P. 268–286.
9. Garg, H. C. Thermohydrostatic analysis of capillary compensated symmetric hole-entry hybrid journal bearing operating with non-Newtonian lubricant / H.C. Garg, V. Kumar, H.B. Sharda / Industrial Lubrication and Tribology. – 2009. – V. 61, № 1. – P. 11–21.
10. Wright, B. European Activity Concerning Engine Oil Viscosity Classification - Part Iv - the Effects of Shear Rate and Temperature on the Viscosity of Multigrade Oils / B. Wright, N.M. van Os, J.A. Lyons // SAE Paper 830027 Society of Automotive Engineers, 1983.
11. On the influence of lubricant on dynamics of two-dimensional journal bearings / X.K. Li, D.Rh. Gwynllyw, A.R. Davies, T.N. Phillips // J. Non-Newtonian Fluid Mech. – 2000. – V. 93. – P. 29–59.
12. Gecim, B.A. Non-Newtonian Effect of Multigrade Oils on Journal Bearing Perfomance / B.A. Gecim // Tribology Transaction. – 1990. – V. 3. – P. 384–394.
13. Paranjpe, R.S. Analysis of Non-Newtonian Effects in Dynamically Loaded Finite Journal Bearings Including Mass Conserving Cavitation / R.S. Paranjpe // Trans ASME Jour of Trib. – 1992. – V. 114. – P. 736–746.
14. Харной, А. Анализ релаксации напряжений в упруговязкой жидкости смазке радиальных подшипников / А. Харной // Проблемы трения и смазки. – 1977. – № 2. – С. 159–168.
15. Burton, R.A. Analytical Investigation of Viscoelastic Effects in the Lubrication of a Rolling Contact / R.A. Burton // ASLE Trans. – 1960. – V. 3, № 1.
16. Тичи, Д.А. Исследование влияния вязкоупругости жидкости в подшипниках со сдавливаемой пленкой / Д.А. Тичи, В.О. Уинер // Проблемы трения и смазки. – 1978. – № 1. – С. 58–68.
17. Харной, А. Течение в сдавливаемой пленке упругой жидкости при стационарном движении и динамических нагрузках / А. Харной // Проблемы трения и смазки. – 1988. – № 3. – С. 125–130.
18. Ходаков, Г.С. Реология суспензий. Теория фазового течения и её экспериментальное обоснование / Г.С. Ходаков // Рос. хим. журн. – 2003. – Т. XLVII, № 2. – С. 33–44.

Расчет и конструирование

19. Yousif, A.E. «*Hydrodynamic Behavior of Two-Phase (Liquid-Solid) Lubrication*»/ A.E. Yousif, S.M. Nacy // Wear. – 1981. – V. 66. – P. 223–240.
20. Хонсари, М.М. Термогидродинамический анализ радиальных подшипников скольжения со смазкой, содержащей твёрдые частицы / М.М. Консари, В. Эсфандханян // Современное машиностроение. Серия А. – 1989. – № 3. – С. 137–144.
21. Eringen, A.C. *Theory of micropolar fluids* / A.C. Eringen // J Math Mech. – 1966. – V. 16. – P. 1–18.
22. Пракаш, Д. Теория сдавливания пленок микрополярных жидкостей / Д. Пракаш, П. Синха // Проблемы трения и смазки. – 1976. – № 1. – С. 147–153.
23. Типей, Н. *The analysis of greasing of bearings micropolar liquids and its application to short bearings* / H. Tippe // Problems of friction. – 1979. – V. 101. – P. 123–131.
24. Прокопьев, В.Н. Гидромеханические характеристики сложнонаагруженных подшипников скольжения, смазываемых микрополярными жидкостями / В.Н. Прокопьев, Е.А. Задорожная, В.Г. Караваев // Двигателестроение. – 2009. – № 1. – С. 39–44.
25. Dai, F. *A Theory of Hydrodynamic Lubrication Involving the Mixture of Two Fluids*/ F. Dai, M.M. Khonsari / Transaction of the ASME. – 1994. – V.61. – P. 634–641.

Поступила в редакцию 27 января 2010 г.

Леванов Игорь Геннадьевич. Аспирант, инженер кафедры «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – гидродинамическая теория смазки, неильтоновские жидкости, расчёт трибосопряжений поршневых и роторных машин.

Levanov Igor Gennadevich. The post-graduate student, the engineer of «Motor transport and service of cars» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – the hydrodynamical theory of greasing, non-Newtonian fluids, calculation of tribounits piston and rotor-type machines.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОДВИЖНОСТИ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО ЗАДАННОЙ ТРАССЕ

С.В. Кондаков

RESEARCHING OF HIGH-SPEED CATERPILLAR MACHINE'S MOBILITY WHILE MOVING ALONG THE TRACE, HAVING DEFINITE COORDINATES ON SURFACE

S.V. Kondakov

Приведены результаты имитационного моделирования движения машины при управлении штурвалом в функции пути, описанном последовательным набором участков различной кривизны. Проиллюстрировано преимущество автоматизированной системы управления поворотом при прохождении заданной на местности трассы.

Ключевые слова: быстроходная гусеничная машина, математическая модель, гидрообъемная передача, механизм поворота, кривизна траектории, повышение подвижности, критерий управляемости, алгоритм управления, автоматизация, координаты на местности.

The author considers the results of researching of high-speed caterpillar machine mobility while moving along the trace, having definite coordinates on surface. The article describes advantages of turning mechanism automation.

Keywords: high-speed caterpillar machine, mathematic model, hydrostatic drive, turning mechanism, curvature's trajectory, mobility, driving criterion, driving algorithm, automation, coordinates on surface.

Все результаты имитационного моделирования, приведенные в работах автора [1–4], основаны на формировании управляющего воздействия в виде поворота штурвала во времени. Допустимы любые отклонения штурвала от положения «прямо», поэтому модель позволяет сформировать любой набор интересующих исследователя траекторий, разнящихся по кривизне. Более того, при каждом изменении положения штурвала во времени отслеживается ошибка управления, то есть отклонение кривизны траектории на местности от той, что задает штурвал.

Проведенные исследования показали положительный эффект от внедрения дополнительного регулирования наклонной шайбы гидрообъемной передачи (ГОП), двигателя и тормозов, обеспечивающего выигрыш по трем параметрам: точность управления криволинейным движением, предотвращение заноса и повышение средней скорости движения.

Однако не рассмотрены вопросы вписываемости машины в ограниченный коридор. При сложившемся подходе к формированию управляющего воздействия во времени, невозможно ответить на вопрос: впишется ли машина в заданный коридор. Исследование прохождения машиной заданной трассы проведено методом последовательных итераций через корректировку упраждения. Введение автоматизированной системы управления криволинейным движением быстроходной гусеничной машины (БГМ) позволило машине копировать на местности управляющее воздействие штурвала.

В связи с этим выдвинуто предположение, что и обратная задача – поворот штурвала по «кривизне дороги под колесами» имеет решение и в совокупности с автоматизацией системы управления поворотом может обеспечить точное прохождение трассы.

В данной статье предложено изменить представление о процедуре формирования управляющего воздействия (по-прежнему поворота штурвала): **отказаться от функции времени и перейти к функции пути.**

Определенную сложность составляет математическое описание дороги (трассы). На первый взгляд это зависимость $Y(X)$, соответствующая реальной трассе. Математическое описание такой

Расчет и конструирование

зависимости громоздко. С другой стороны, однозначно описать трассу можно и без координат X и Y, достаточно разбить ее на участки известной кривизны. В упрощенном виде это перечень участков постоянной кривизны. Например, 50 м прямо (кривизна 0 m^{-1}), затем 40 м с кривизной 0,06 m^{-1} , затем 30 м с отрицательной кривизной 0,04 m^{-1} (поворот в другую сторону) и т.д. Возможна непрерывная функция $K(S)$. Подобный подход просматривается в работах Академии бронетанковых войск [5].

В соответствии с этим в имитационную модель внесены следующие дополнения:

- 1) пройденный путь интегрируется от скорости центра тяжести машины;
- 2) траектория движения на местности оговаривается математически как функция кривизны от пройденного пути $K(S)$;
- 3) поворот штурвала производится автоматически от «кривизны траектории под колесами», то есть кривизны траектории на местности в момент прохождения машины.

Очевидно, что обычная машина (прототип без автоматизированной системы управления криволинейным движением), требует упреждающего поворота штурвала, так как утечки ГОП и буксование гусениц не позволяют мгновенно или достаточно быстро довести информацию о грядущем повороте дороги до ведущих колес и реализовать ее в поворот корпуса.

Выдвинута гипотеза, что автоматизированная система управления поворотом позволит надежно вписываться в ограниченный коридор при гораздо больших скоростях и без упреждения по управляющему воздействию. Опытный механик-водитель следит за дорогой на определенной дальности, но поворачивает штурвал только при начале изгиба дороги, упреждать поворот дороги поворотом штурвала он вынужден только для компенсации недостатков, правильнее сказать – особенностей механизма поворота и гусеничного движителя, а именно утечек ГОП, потеря на буксование и прочих внешних помех. Без упреждения машина проскаивает начало поворота дороги и уходит с трассы, что будет проиллюстрировано результатами имитационного моделирования.

Аналитические зависимости имеют следующий вид.

Путь $S = \int V_0 dt$, где S – путь, пройденный центром тяжести, V_0 – вектор скорости центра тяжести. Кривизна в функции пути:

$$\begin{cases} K(S) = 0, & \text{если } S \leq 50 \text{ м} \\ K(S) = 0,06, & \text{если } S > 50 \text{ м.} \end{cases}$$

Управление штурвалом задано в функции кривизны:

$$UH1 = \frac{K(S) \cdot i_5 \cdot B \cdot k}{2i_{kn} \cdot i_2},$$

где i_2, i_5 – постоянные передаточные числа в трансмиссии, i_{kn} – передаточное число коробки передач, B – поперечная база машины, k – параметр суммирующего планетарного ряда.

Результаты имитационного моделирования движения по заданной трассе БГМ, оборудованной автоматизированной системой управления поворотом, приведены на рис. 1–3. Скорость движения – 10,5 м/с (3 передача). Максимальная ошибка управления меньше 10 % в течение 2 с переходного процесса и 0 % в установившемся повороте.

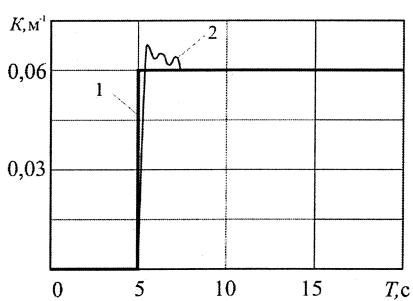


Рис. 1. Кривизна дороги (1) и кривизна траектории движения на местности (2) при наличии автоматизированной системы управления поворотом в функции времени T

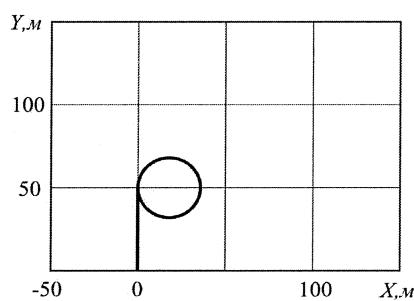


Рис. 2. Траектория движения машины. Уместно сравнить ее с оговоренным для дорогой (50 м прямо, потом поворот с радиусом 16 м): расхождение в несколько процентов

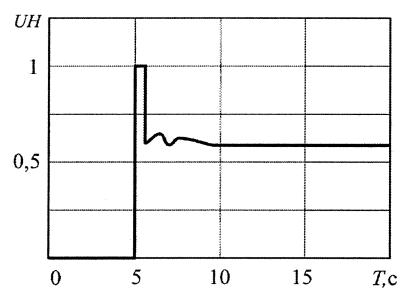


Рис. 3. Положение наклонной шайбы ГОП при повороте с автоматизированной системой управления поворотом

Далее на рис. 4–6 приведены аналогичные графики для машины-прототипа без опции дополнительного регулирования наклонной шайбы ГОП. Дорога та же: 50 м прямо, потом поворот с радиусом 16 м. Качество прохождения трассы существенно хуже. Машина должна уйти в занос, но его предотвращает неотключенная опция торможения забегающего борта и торможение двигателем при угрозе заноса.

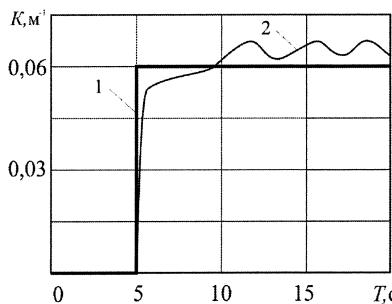


Рис. 4. Кривизна дороги (1)
и кривизна траектории движения
на местности (2)

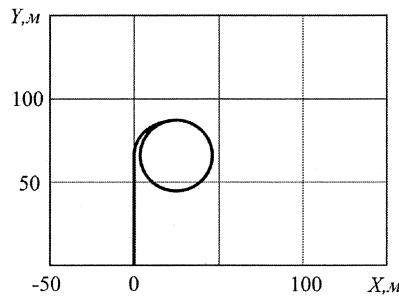


Рис. 5. Траектория движения БГМ

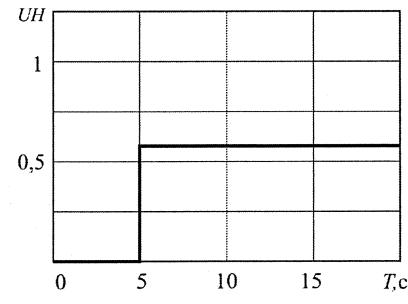


Рис. 6. Положение наклонной шайбы

Машина начала поворачивать через 5–7 м после поворота дороги, и радиус траектории установился на 2–3 м больше, чем задан штурвалом (рис. 5).

На рис. 7–9 приведены графики для машины-прототипа в аналогичных условиях, но при отключении еще и опций торможения забегающего борта, регулирования подачи топлива и торможения двигателем. Машина уходит в занос.

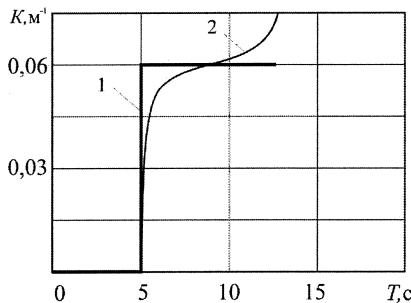


Рис. 7. Кривизна дороги (1)
и кривизна траектории движения
на местности (2)

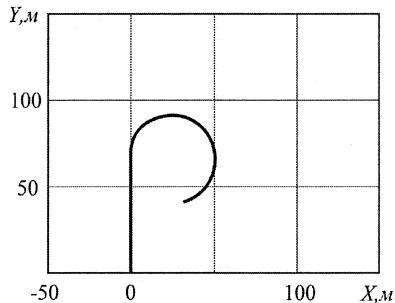


Рис. 8. Траектория
движения машины

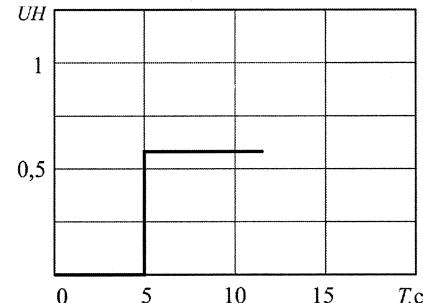


Рис. 9. Положение
наклонной шайбы ГОП

Оговоренную трассу машина-прототип (без автоматизированной системы) может преодолеть без заноса на 2 передаче со скоростью 6,8 м/с (на 35 % медленнее). При этом ошибка составляет 30 % как в переходном процессе, так и в установленном повороте.

Выводы

1. Имитационная модель получила дальнейшее развитие и показала работоспособность при формировании управляющего воздействия не в функции времени, а в функции кривизны траектории.

2. Подтверждена гипотеза о том, что АС обеспечивает прохождение ограниченного коридора без упреждения со стороны водителя.

3. Машина-прототип не может пройти заданную на местности трассу, требует упреждения, не удерживается на окружности радиусом 16 м, уходит в занос.

Таким образом, доказана принципиальная возможность имитации движения по заданной трассе и расширены возможности исследования криволинейного движения и совершенствования механизмов поворота.

Литература

1. Кондаков, С.В. Имитационное моделирование криволинейного движения быстроходной гусеничной машины с системой динамической стабилизации поворота: сб. науч. тр., посвящен-

Расчет и конструирование

ный 100-летию со дня рождения М.Ф. Балжи / С.В. Кондаков. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2008. – С. 95–100.

2. Кондаков, С.В. Повышение подвижности быстроходной гусеничной машины путем автоматизации системы управления криволинейным движением: дис. ... д-ра техн. наук / С.В. Кондаков. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 302 с.

3. Кондаков, С.В. Повышение подвижности быстроходной гусеничной машины путем автоматизации механизма поворота / С.В. Кондаков // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2009. – Вып. 14. – № 33(166). – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ. – С. 38–44.

4. Кондаков, С.В. Повышение подвижности быстроходной гусеничной машины путем автоматизации системы управления криволинейным движением: монография / С.В. Кондаков. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2009. – 110 с.

5. Оценка подвижности объектов бронетанковой техники. – М.: Изд-во ВА БТВ, 1977. – 110 с.

Поступила в редакцию 5 февраля 2010 г.

Кондаков Сергей Владимирович. Доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Колесные и гусеничные машины» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – теория движения, бесступенчатые передачи, управляемость криволинейного движения быстроходных гусеничных машин.

Sergey V. Kondakov. Doctor of engineering science, Professor of the Wheel and Caterpillar Machine Department of the South Urals State University. Professional interests: theory of movement, continuous variable transmissions, driving of curvilinear movement of the high-speed caterpillar machines.

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ С НЕЗАВИСИМЫМ ГИДРООБЪЕМНЫМ МЕХАНИЗМОМ ПОВОРОТА

C.В. Кондаков, Н.В. Филичкин, Е.И. Вансович

IMITATION MODEL OF MOBILITY OF HIGH-SPEED CATERPILLAR MACHINE WITH INDEPENDENT HYDROSTATIC TURNING DRIVE

S.V. Kondakov, N.V. Filichkin, E.I. Vansovich

Приведены результаты имитационного моделирования движения машины с независимым гидрообъемным механизмом поворота в сравнении с традиционным дифференциальным при одинаковых параметрах траектории и скорости. Проиллюстрировано преимущество предлагаемого механизма поворота по установочной мощности гидрообъемного привода.

Ключевые слова: быстроходная гусеничная машина, математическая модель, гидрообъемная передача, механизм поворота, установочная мощность.

The author considers the results of researching of mobility of high-speed caterpillar machine with independent hydrostatic drive in comparison with traditional differential drive and equal parameters of trajectory and speed. The article describes advantages of suggested turning mechanism in adjusting capacity of hydrostatic drive.

Keywords: high-speed caterpillar machine, mathematic model, hydrostatic drive, turning mechanism, adjusting capacity.

Известна кинематическая схема дифференциального механизма поворота (МП), примененная на основных современных боевых танках и машинах пехоты «Абрамс», «Леопард-2», «Челленджер», БМП «Мардер», БМП-3 [1, 2].

Несмотря на очевидные преимущества этих механизмов поворота им присущи и недостатки, главным из которых являются высокие требования к установочной мощности гидрообъемной передачи (ГОП) [3], невозможность маневрирования на тяжелых грунтах с малыми радиусами, снижение управляемости при резком изменении кривизны траектории движения на высоких скоростях и больших радиусах. В традиционной дифференциальной схеме вся мощность, затрачиваемая на поворот, проходит через ГОП. Считается доказанным, что установочная мощность ГОП должна равняться мощности двигателя [4].

Для устранения указанных недостатков в машинах применены различные технические решения, направленные на помощь ГОП другими механизмами, например гидромуфта механизма поворота в «Леопарде-2» и БМП «Мардер», блокировочный фрикцион ГОП в опытных отечественных машинах.

Авторами предложено изменить кинематическую схему механизма поворота таким образом, чтобы при входе в поворот несколько снижалась скорость машины, что благотворно оказывается на тяговом балансе [5] и на управляемости быстроходной гусеничной машины (БГМ) [6], а также уменьшить долю мощности, затрачиваемой на поворот, проходящей через ГОП.

Имитационная модель, опубликованная в работах [7–9], позволила провести исследование поведения БГМ в условиях наиболее тяжелых для механизма поворота. Таковым является поворот вокруг отстающей гусеницы, когда от ГОП требуется наибольшая скорость вращения мотора и наибольшее давление одновременно. Именно этот режим поворота формулирует требования к установочной мощности ГОП [10].

Для сравнения взяты две машины – БМП-3 (рис. 1) и ее двойник с независимым механизмом поворота (рис. 2), у которого забегающий борт в повороте не ускоряется, что снижает скорость

Расчет и конструирование

геометрического центра машины и, уменьшает мощность ГОП, требуемую для поворота. Движение обеих машин в повороте осуществляется с одинаковыми параметрами: радиус 3,2 м, скорость 3,2 м/с, что соответствует первой передаче БМП-3 и движению вокруг отстающей гусеницы. Коэффициент сопротивления повороту $\mu = 0,7$, коэффициент сцепления гусеницы с грунтом $\varphi = 0,7$.

Целевая функция исследования: чем меньше мощность, проходящая через ГОП при повороте вокруг остановленной гусеницы при одной и той же скорости, тем совершеннее механизм поворота.

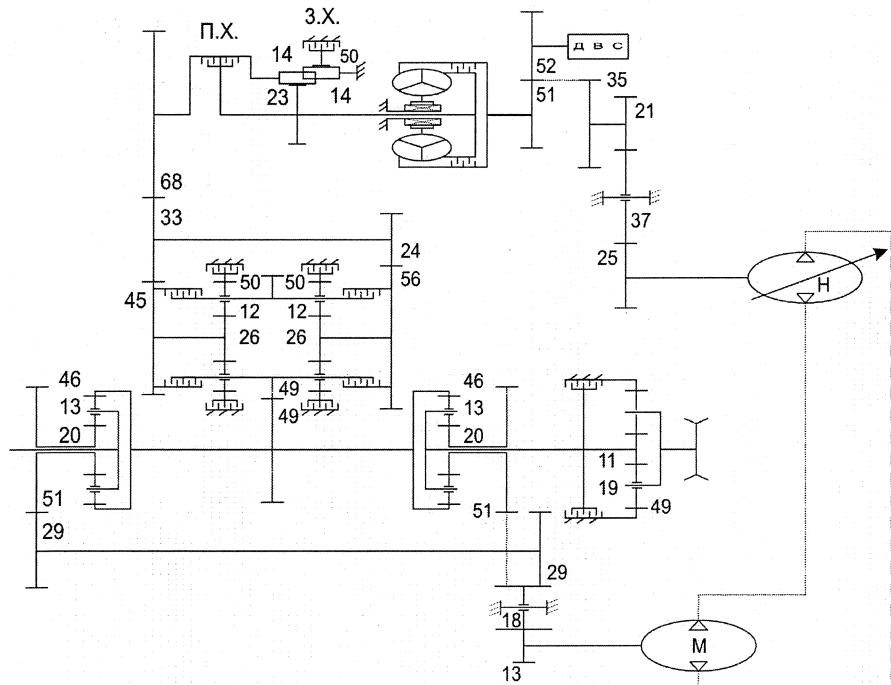


Рис. 1. Кинематическая схема БМП-3

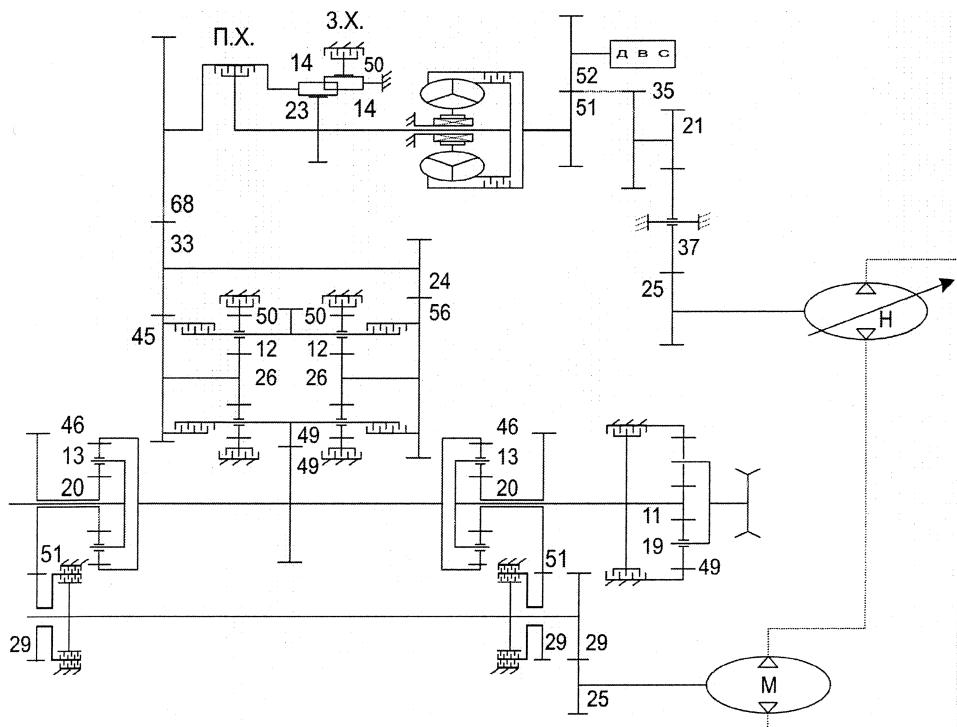


Рис. 2. Кинематическая схема машины
с независимым гидрообъемным механизмом поворота

Для достижения одинаковых условий поворота пришлось в независимой схеме включить вторую передачу с передаточным числом 2,2 и изменить согласующий редуктор между солнечной шестерней суммирующего планетарного механизма отстающего борта и мотором ГОП, назначив ему передаточное число 2,1 вместо прежних 3,92.

Четыре результирующих графика изображены на рис. 3, 4.

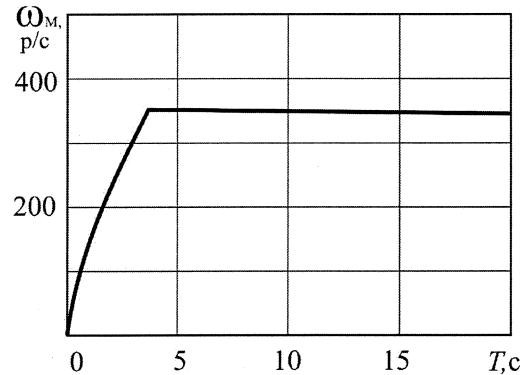
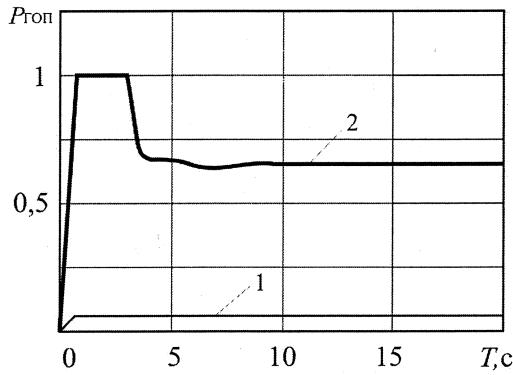


Рис. 3. Давление и скорость мотора ГОП для дифференциального механизма поворота

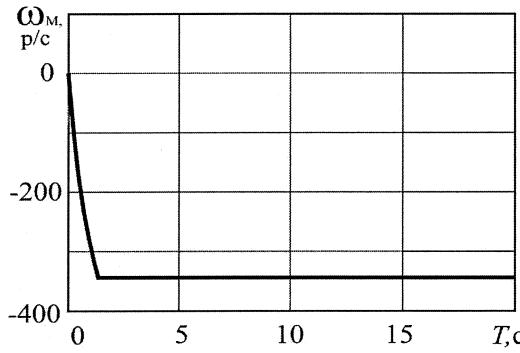
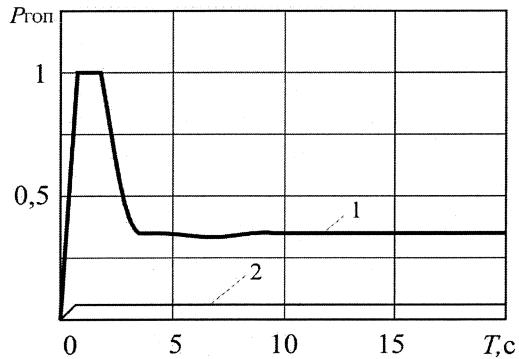


Рис. 4. Давление и скорость мотора ГОП для независимого механизма поворота

Подача ГОП одинакова и максимальна в обоих расчетах, скорости моторов ГОП максимальны и равны 340 рад/с. Разница в давлениях как в переходный период, так и в установившемся повороте: 0,35 от максимума у БГМ с независимым МП и 0,7 – у БМП-3. Это полностью согласуется с результатами статических оценок, проведенных ранее [11, 12]. Мощность, проходящая через ГОП, у БГМ с бортовым МП в 2 раза меньше, чем у БМП-3.

Главный интерес имитационного моделирования состоит в оценке переходного процесса. Из рис. 3, 4 видно, что перегрузка ГОП по давлению для независимого МП в 2 раза меньше по времени, а время переходного процесса сократилось с 3,2 с у БМП-3 до 1,8 с у независимого МП. Уместно напомнить, что для БГМ 1 с времени в данных расчетах – это 3,2 м пройденного пути, а при максимальной скорости – 20 м.

Таким образом, показано, что математическая модель не противоречит статическим оценкам и может быть использована для оценки динамических процессов в новом бортовом гидрообъемном механизме поворота, перспективном с точки зрения снижения требований по установочной мощности ГОП.

Большой интерес представляет движение по тяжелым грунтам. Для различных μ_{\max} проведено несколько вариантов расчета, в которых $\mu_{\max} = 0,7; 0,9; 1$ соответственно. Результаты сведены в табл. 1.

Сравнительный анализ приведенных в таблице результатов свидетельствует о том, что на тяжелых грунтах БМП-3 не может поворачивать, в ГОП срабатывают предохранительные клапана, мотор ГОП не развивает нужных оборотов, нарушается заданная штурвалом траектория. В отличие от БМП-3 БГМ с независимым МП устойчиво проходит заданный маршрут, полностью подчиняясь водителю.

Расчет и конструирование

Таблица 1

Параметры установившегося движения БМП-3 и БГМ
с независимым гидрообъемным механизмом поворота при $\mu_{\max} = 0,7; 0,9; 1$

| | Относительное давление ГОП | Скорость мотора, рад/с | Радиус, м | Скорость центра тяжести, м/с |
|----------------------|----------------------------|------------------------|------------------|------------------------------|
| БМП-3 | 0,7; 0,92; 1 | 340; 310; 250 | 3,21; 3,58; 4,8 | 3,2; 3,18; 3,18 |
| БГМ с независимым МП | 0,35; 0,55; 0,65 | 340; 330; 330 | 3,21; 3,58; 3,71 | 3,2; 3,15; 3,14 |

Так как часто односторонний анализ движения при малых скоростях противоречит кинематике или силовым параметрам движения при больших скоростях, то дополнительно оценено движение на большой скорости (табл. 2).

Таблица 2

Параметры установившегося движения БМП-3 и БГМ
с независимым гидрообъемным механизмом поворота при $\mu_{\max} = 0,7$ при скорости 17 м/с

| | Относительное давление ГОП | Скорость мотора, рад/с | Радиус, м | Пиковое давление ГОП |
|----------------------|----------------------------|------------------------|-----------|----------------------|
| БМП-3 | 0,23 | 100 | 77 | 0,5 |
| БГМ с независимым МП | 0,13 | -106 | 75 | 0,35 |

Выводы

- Предложенный авторами независимый гидрообъемный механизм поворота позволяет БГМ поворачивать в сложных грунтовых условиях, где с задачей не справляется дифференциальный МП БМП-3.
- В равных условиях поворота с радиусом 3,2 м близким к повороту вокруг отстающей гусеницы с одинаковой скоростью (3,2 м/с) центра машины независимому МП требуется вдвое меньшая мощность, чем традиционному дифференциальному МП БМП-3.
- В равных условиях поворота на большой скорости 17 м/с и радиусом 75 м выявлена аналогичная тенденция: требуется вдвое меньшая мощность ГОП (относительное давление ГОП у независимого МП 0,13 и 0,23 у дифференциального).
- Имитационное моделирование позволило выявить преимущество независимого МП и по качеству переходного процесса – время работы «на клапане» при входе в поворот уменьшилось на 40 % с 3,2 до 1,8 с.
- При большой скорости уменьшился пик давления при входе в поворот: с 0,5 у дифференциального МП до 0,35 у независимого МП.

Литература

- Военные гусеничные машины: учебник. В 4 т. Т. 1: Устройство. Кн. 2 / под ред. В.С. Стравойтова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1990. – 336 с.
- Исаков, П.П. Теория и конструкция танка. Т. 5: Трансмиссии / П.П. Исаков. – Л.: Машиностроение, 1985.– 367 с.
- Благонравов, А.А. Динамика управляемого движения гусеничной машины: учебное пособие / А.А. Благонравов, В.Б. Держанский. – Курган: Изд-во Курганского машиностроит. ин-та, 1995. – 162 с.
- Филичкин, Н.В. Гидромеханическая трансмиссия гусеничной машины с гидрообъемной передачей пониженной мощности в механизме поворота / Н.В. Филичкин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2003. – Вып. 3. – № 1 (17). – С. 94–104.
- Филичкин, Н.В. Трансмиссия быстроходной гусеничной машины с центральной коробкой передач и бесступенчатым механизмом поворота / Н.В. Филичкин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2006. – Вып. 8. – № 11 (66). – С. 130–139.
- Держанский, В.Б. Исследование динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин / В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин, К.С. Жебелев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2006. – Вып. 8. – № 11 (66). – С. 114–121.

7. Кондаков, С.В. Повышение подвижности быстроходной гусеничной машины путем автоматизации системы управления криволинейным движением: дис. ... д-ра техн. наук / С.В. Кондаков. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2009. – 302 с.
8. Кондаков, С.В. Повышение подвижности быстроходной гусеничной машины путем автоматизации механизма поворота / С.В. Кондаков // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2009. – Вып. 14. – № 33 (166). – С. 38–44.
9. Кондаков, С.В. Повышение подвижности быстроходной гусеничной машины путем автоматизации системы управления криволинейным движением: монография / С.В. Кондаков – Челябинск: Издво ЮУрГУ, 2009. – 110 с.
10. Васильченков, В.Ф. Военные гусеничные машины: учебник. В 2 ч. Ч. 1: Трансмиссия и приводы управления. – Рыбинск: Изд-во ОАО «РДП»; Рязань: ВАИ, 1998. – 560 с.

Поступила в редакцию 5 февраля 2010 г.

Кондаков Сергей Владимирович. Доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Колесные и гусеничные машины» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – теория движения, бесступенчатые передачи, управляемость криволинейного движения быстроходных гусеничных машин.

Sergey V. Kondakov. Doctor of engineering science, Professor of the Wheel and Caterpillar Machine Department of the South Urals State University. Professional interests: theory of movement, continuous variable transmissions, driving of curvilinear movement of the high-speed caterpillar machines.

Филичкин Николай Васильевич. Доцент, доцент кафедры «Колесные и гусеничные машины» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – теория движения, трансмиссии транспортных средств, ходовые системы, планетарные механизмы.

Nicolay V. Filichkin. Associate Professor of the Wheel and Caterpillar Machine Department of the South Urals State University. Professional interests: theory of movement, transmissions, differential planetary machines.

Вансович Егор Иванович. Аспирант кафедры «Колесные и гусеничные машины» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – механизмы передач и поворота гусеничных машин.

Egor I. Vansovich. Aspirant of the Wheel and Caterpillar Machine Department of the South Urals State University. Professional interests – turning mechanism of caterpillar machine.

Технология

УДК 621.865.8

ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ОБРАБОТКИ НА ОБОРУДОВАНИИ С ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ КИНЕМАТИКОЙ

В.А. Смирнов

PRODUCTIVITY IMPROVEMENT OF MATERIAL PROCESSING IN THE EQUIPMENT WITH PARALLEL KINEMATICS

V.A. Smirnov

Показано, что при выполнении на оборудовании с параллельными приводами некоторых технологических операций появляется возможность оптимизации управления с целью уменьшения времени выполнения этих операций.

Ключевые слова: оптимальное управление, оборудование с параллельной кинематикой, снижение времени выполнения технологических операций.

It is shown that during performing on equipment with shunt package some technological operation the possibility of optimization of control for reduction of operating time appears.

Keywords: optimal control, equipment with parallel kinematics, decrease of operating time.

Использование при построении технологического оборудования механизмов с параллельными кинематическими цепями (МПКЦ) позволяет существенно снизить металлоемкость оборудования при обеспечении необходимой жесткости. Оборудование, построенное на основе МПКЦ (оборудование с параллельной кинематикой – ОПК), способно обеспечивать высокую точность и скорость обработки. В ряде случаев особенности МПКЦ способны придать ОПК дополнительные качества, повышающие эффективность выполнения на этом оборудовании технологических операций [1].

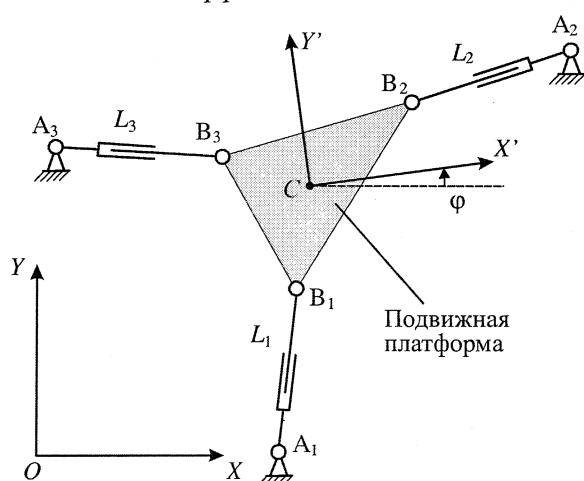


Рис. 1. Плоский МПКЦ с 3 степенями свободы

Рассмотрим плоский МПКЦ, показанный на рис. 1. Механизм имеет 3 степени свободы, его входными координатами будут являться длины $L_j = \sqrt{(x_{A_j} - x_{B_j})^2 + (y_{A_j} - y_{B_j})^2}$ его штанг, где координаты шарниров A_j , B_j задаются в произвольной системе координат (СК). Примем, для определенности, что координаты шарниров задаются в неподвижной СК OXY . Выходными для рассматриваемого МПКЦ будут являться декартовые (линейные) координаты (x_C, y_C) некоторой точки C подвижной платформы в неподвижной СК OXY , а также угол φ , характеризующий разворот платформы вокруг точки C . На рис. 1 СК $CX'Y'$ связана с подвижной платформой.

В технологическом оборудовании, построенном на основе такого МПКЦ, рабочий орган может перемещаться по трем координатам: двум линейным и одной угловой. Однако при выполнении некоторых технологических операций реализация управляемого движения по трем координатам может не требоваться.

Пусть на подвижной платформе механизма установлен шпиндельный узел с вращающимся инструментом, например, фрезой (рис. 2). Примем, что ось CZ' , дополняющая связанную с

платформой СК до правой, является продольной осью вращения инструмента, установленного на подвижной платформе. Очевидно, что при реализации фрезерных операций требуется перемещение шпинделя по двум линейным координатам; изменение выходной координаты ϕ при неизменных координатах x_C и y_C не нарушит выполнение оборудованием своих функций. Состояния механизма, показанные на рис. 3, при выполнении фрезерных операций равнозначны, так как координаты продольной оси инструмента определяются только величинами x_C , y_C и в обоих случаях равны.

Следовательно, угловая координата ϕ в данном случае является избыточной: при выполнении операции фрезерования рассматриваемый МПКЦ может быть заменен механизмом, имеющим две степени свободы. Однако наличие избыточной координаты может быть использовано для придания оборудованию дополнительных качеств, направленных на повышение эффективности выполнения технологических операций.

Траектория движения инструмента может быть определена посредством последовательности точек, каждая из которых характеризуется своим набором выходных координат. Рассмотрим переход МПКЦ из некоторой исходной точки, имеющей набор выходных координат x_C^I , y_C^I , ϕ^I , в показанные на рис. 4 состояния I и II. Значения выходных координат для этих состояний можно определить как $x_{C^*}^I = x_{C^*}^{II}$, $y_{C^*}^I = y_{C^*}^{II}$, $\phi^I = \phi^{II} \neq \phi^I$, т. е. состояния I и II отличаются только значениями угловой выходной координаты ϕ , поэтому для выполнения технологической операции фрезерования равнозначны и соответствуют одной точке траектории. Однако, переход из исходной точки в состояние II потребует меньшего, по сравнению с переходом в состояние I изменения ΔL_j длин L_j каждой из штанг. Следовательно, при прочих равных условиях, переход в состояние II может быть выполнен за меньшее время, т. е. за счет рационального изменения выходной координаты ϕ может быть уменьшено время перехода от одной точки траектории к другой.

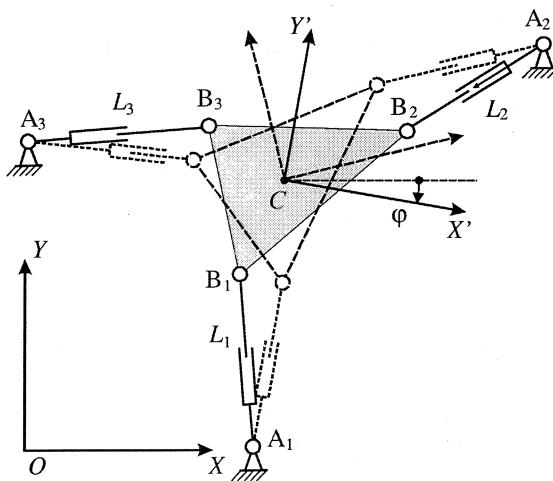


Рис. 3. Примеры различных конфигураций МПКЦ, обеспечивающих выполнение одинаковых функций

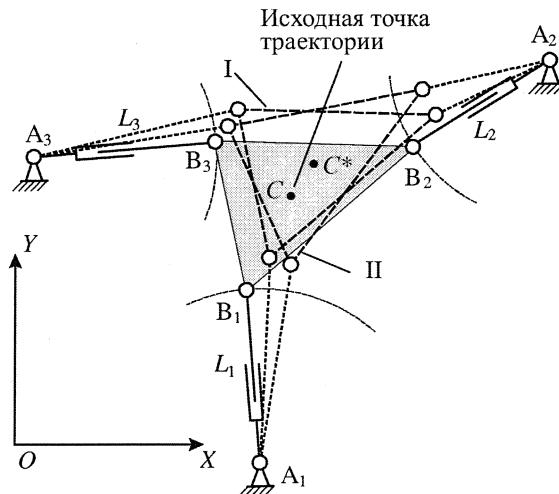


Рис. 4. Переход МПКЦ в равнозначные при выполнении фрезерных операций состояния

Управление вида

$$\max(\Delta L_j(\phi_k)) \rightarrow \min, \quad (1)$$

при котором за счет изменения выходной угловой координаты ϕ минимизируется максимальное из изменений длин штанг, обеспечивающих переход от k -й точки траектории к следующей, назовем оптимальным по приращению.

Так как расчет изменения длин штанг механизма производится при решении обратной задачи кинематики (нахождение входных координат по известным выходным) [2], то для реализации

Технология

оптимального по приращению управления (1) достаточно иметь информацию о требуемой траектории движения инструмента и учитывать кинематические ограничения МПКЦ на величину выходной координаты ϕ .

Для оценки повышения эффективности выполнения технологических операций за счет оптимального управления ОПК проведено численное моделирование применительно к следующей операции. На платформе плоского МПКЦ с тремя степенями свободы установлен шпиндельный узел, в котором закреплена цилиндрическая фреза радиусом R_Φ ; за счет движения центра платформы по окружности радиусом R в заготовке формируется отверстие радиусом $R_{\text{отв}} = R + R_\Phi$ с центром в точке O (рис. 5). Формообразующее движение может быть описано изменением угла ϕ_1 , определяющего значения выходных линейных координат механизма при движении центра фрезы по окружности радиусом R . Для сравнения при моделировании помимо оптимального рассматривалось управление, при котором выходная угловая координата ϕ постоянна и равна 15° .

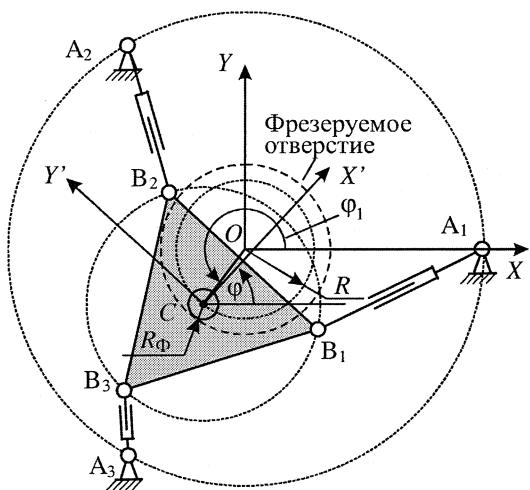


Рис. 5. Формирование отверстия заданного радиуса

управления (1) применительно к рассматриваемой технологической операции. При моделировании принято, что шарниры основания и платформы равномерно (с шагом в 120°) размещены на окружностях радиусами 200 и 100 мм соответственно (см. рис. 5), $R = 40$ мм. Моделирование проводилось для точек траектории, определяемых через изменение угла ϕ_1 . Принято, что $\Delta\phi_1 = 1^\circ$.

На рис. 7 представлены фигурирующие в критерии (1) максимальные из приращений ΔL_j длин штанг для управления, при котором выходная угловая координата остается постоянной, и для случая реализации оптимального по приращению управления. Из рис. 7 видно, что для каждой точки траектории за счет изменения выходной координаты ϕ можно обеспечить уменьшение потребного изменения длин штанг.

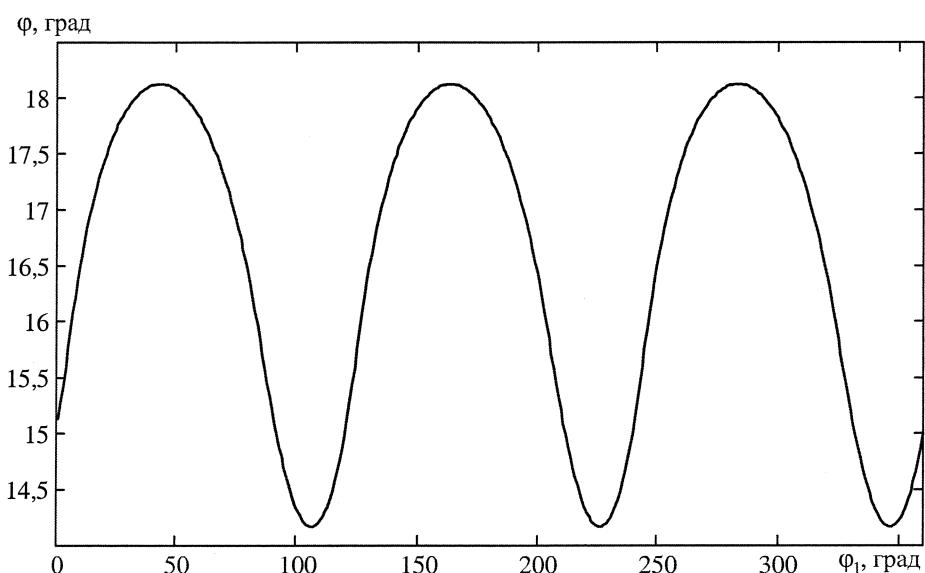


Рис. 6. Закон изменения выходной угловой координаты ϕ , обеспечивающий оптимальное по приращению управление

Численно возможность уменьшения необходимых для формирования траектории изменений длин штанг иллюстрируют интегральные параметры

$$\Delta L_{\Sigma}^{\text{const}} = \sum_k \max(|\Delta L_{jk}^{\text{const}}|), \quad \Delta L_{\Sigma}^{\text{оптим}} = \sum_k \max(|\Delta L_{jk}^{\text{оптим}}|), \quad j=1\dots3, \quad (2)$$

где $\Delta L_{jk}^{\text{const}}$ и $\Delta L_{jk}^{\text{оптим}}$ – изменения длины j -й штанги при переходе от k -й точки траектории к следующей для случаев управления при $\phi = \text{const}$ и оптимального по приращению соответственно. Суммирование ведется по всем точкам траектории. При моделировании получено, что $\Delta L_{\Sigma}^{\text{const}} = 228$ мм и $\Delta L_{\Sigma}^{\text{оптим}} = 207$ мм, т. е. при формировании одной и той же траектории движения инструмента за счет реализации оптимального управления можно обеспечить уменьшение суммарного (по всей траектории) изменения длин штанг. Если скорость изменения длин штанг имеет ограничение по максимуму и максимальное на переходе от одной точки траектории к другой изменение длины штанги отрабатывается с максимальной скоростью, то за счет оптимального управления будет обеспечено снижение (в рассмотренном примере почти на 10 %) машинного времени, необходимого для выполнения технологической операции.

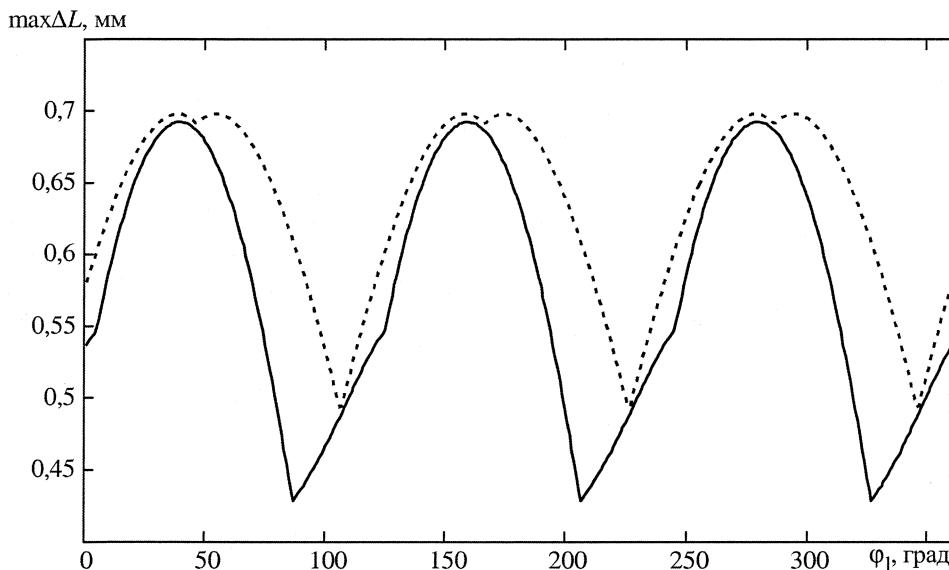


Рис. 7. Максимальные на каждом шаге траектории изменения длин штанг при формировании движения инструмента по окружности: – – – $\phi = \text{const}$, — — — ϕ изменяется с целью выполнения критерия оптимальности (1)

Таким образом, результаты моделирования подтвердили возможность уменьшения времени выполнения технологических операций за счет оптимального управления ОПК, построенным на основе рассмотренного плоского МПКЦ.

Избыточность выходных координат не является особенностью конкретного МПКЦ, она определяется реализуемой технологической операцией. Поэтому избыточность выходных координат характерна не только для рассмотренного плоского МПКЦ, она может проявляться и в пространственных МПКЦ, используемых, например, при построении станков-гексаподов [3].

В станках-гексаподах инструмент может совершать движение по шести координатам: трем линейным и трем угловым [4], что позволяет реализовывать на таком оборудовании многокоординатную обработку. При многокоординатной обработке материалов часто используются фрезы, имеющие режущую поверхность в виде части сферы. На рис. 8 показано формирование с помощью такой фрезы одной и той же линии на поверхности детали.

Сферичность режущей кромки позволяет изменять в некоторых пределах угловые координаты, определяющие ориентацию инструмента. Пределы изменения углов наклона фрезы определяются кинематическими возможностями оборудования, а также особенностями детали (рис. 9). Следовательно, применительно к станкам-гексаподам при выполнении фрезерования в качестве избыточных могут рассматриваться от одной до всех трех угловых выходных координат.

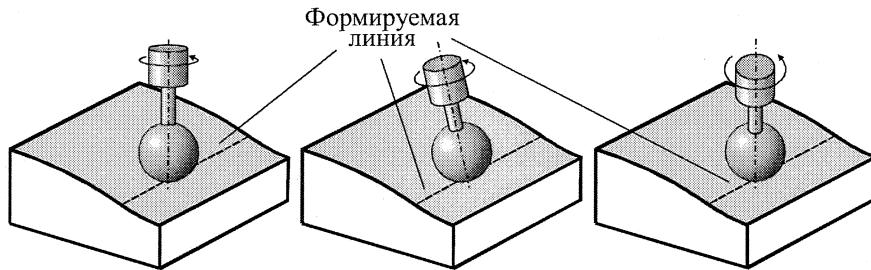


Рис. 8. Формирование одной и той же линии при различных ориентациях сферического инструмента

Для пространственного МПКЦ гексаподной схемы было выполнено моделирование движения закрепленного на подвижной платформе инструмента по окружности, аналогичной показанной на рис. 5. При моделировании рассматривалось три варианта управления:

- управление, при котором выходные угловые координаты оставались постоянными;
- оптимальное по приращению управление, для которого в качестве избыточной выступает только выходная угловая координата, определяющая разворот подвижной платформы относительно продольной оси инструмента;

– оптимальное по приращению управление, для которого в качестве избыточных выступают все три выходные угловые координаты.

Расчет для этих вариантов интегральных параметров (2) показал, что по сравнению с первым вариантом управление, использующее только одну избыточную координату, обеспечивает повышение производительности на 4...6 %, использование при оптимальном управлении трех избыточных координат позволяет повысить производительность на 20...25 %.

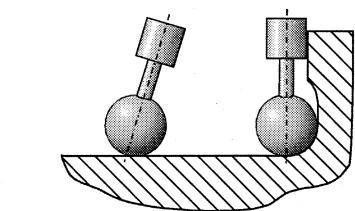


Рис. 9. Ограничение угла наклона сферического инструмента, вызванное особенностями детали

Таким образом, результаты моделирования показали возможность существенного уменьшения времени выполнения технологических операций за счет оптимального управления для ОПК, построенного на основе МПКЦ.

Литература

1. Смирнов, В.А. Повышение энергоэффективности оборудования с параллельными приводами / В.А. Смирнов, Ю.Л. Сюськина // Современные проблемы информатизации в анализе и синтезе программных и телекоммуникационных систем: сб. тр. по итогам XV междунар. открытой науч. конф. – Воронеж: Научная книга, 2010. – С. 383–387.
2. Манипуляционные системы роботов / А.И. Кореняев, Б.Л. Саламандра, Л.И. Тывес и др.; под общ. ред. А.И. Кореняева. – М.: Машиностроение, 1989. – 472 с.
3. Подзоров, П.В. Механизмы параллельной кинематики в станкостроении / П.В. Подзоров // Инженерный журнал. Приложение. – 2005. – № 8. – С. 2–24.
4. Смирнов, В.А. Научные основы и алгоритмы управления оборудованием с параллельными приводами / В.А. Смирнов. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2009. – 164 с.

Поступила в редакцию 10 февраля 2010 г.

Смирнов Владимир Алексеевич. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автоматизация механосборочного производства» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – современные методы управления технологическим оборудованием.

Vladimir A. Smirnov. The candidate of engineering science, senior lecturer of «Mechano-Assembly Automation» department of the South Ural State University. Professional interests: modern methods of control of manufacturing equipments.

ИССЛЕДОВАНИЕ ГРАНУЛОМЕТРИЧЕСКОГО СОСТАВА И МИКРОГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АБРАЗИВНЫХ ЗЕРЕН ШЛИФОВАЛЬНЫХ КРУГОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ОБДИРОЧНОМ ШЛИФОВАНИИ

А.А. Кошин, А.В. Сопельцев

INVESTIGATION OF GRANULOMETRIC STRUCTURE AND MICROGEOMETRIC INDICATORS ABRASIVE GRAIN GRINDING WHEELS, APPLIED IN ROUGH GRINDING

A.A. Koshin, A.V. Sopeltsev

Проведен анализ геометрии абразивных зерен по макрогометрическим и микрогометрическим показателям, представлены диаграммы распределения данных показателей. Описана методика исследования, основанная на применении фотометрии для получения цифровых изображений абразивных зерен.

Ключевые слова: гранулометрический состав, макрогометрия, микрогометрия, фотометрия, диаграмма распределения, обдирочное шлифование.

The analysis of the geometry of the abrasive grains macrogeometric and microgeometric indicators, presented a chart of distribution of these indices. A technique of study, based on the use of photometry to obtain digital images of abrasive grains.

Keywords: granulometric structure, marcogeometry, microgeometry, photometry, chart distribution, rough grinding.

Геометрия режущего инструмента наряду с режимами резания и свойствами обрабатываемого материала, является основным фактором, влияющим на производительность процесса механической обработки. В отличие от лезвийной обработки, где геометрия инструмента явная и задается напрямую, при шлифовании процесс резания осуществляется абразивными зернами, хаотично расположенным по поверхности и по глубине шлифовального круга. Шлифование рассматривается как процесс множественного микрорезания, где каждое отдельное зерно круга является резцом со своим набором геометрических параметров [1].

Исследования геометрии абразивных зерен проводились и ранее, например, в работе А.В. Мурдасова [2] анализ геометрического состава выборки абразивных материалов основывался на применении следующей методики: получения эскиза каждого абразивного зерна в трех проекциях с последующими замерами габаритных размеров зерна, а также радиусов при вершинах зерен и углов заострения и дальнейшим статистическим анализом полученных данных.

Однако подобный анализ необходим не сам по себе, а должен иметь прикладное значение. Изучение абразивных зерен как геометрических тел является задачей, решение которой позволяет прогнозировать работоспособность круга, его стойкость, а подбор наилучших режимов резания для каждого шлифовального круга способен повысить производительность процесса шлифования в целом. Особенностью процесса шлифования является то, что наряду с затуплением зерен шлифовального круга наблюдается процесс самозатачивания круга, т. е. процесс вырывания зерен из связки. Для разных видов шлифования характерна, или ярко выражена, одна из этих особенностей. В процессах обдирочного шлифования приволирующим является вырывание абразивных зерен из связки круга, в процессах же чистового и отделочного шлифования большее значение имеет затупление абразивного зерна. При изучении процесса вырывания зерен из связки и расчета силы сцепления зерна со связкой необходимо иметь данные о форме зерна в целом и габаритные размеры абразива, т. е. нужен макрогометрический анализ геометрии зерен. При изучении процессов затупления зерна, как режущего элемента, необходимо

Технология

иметь данные об изменении геометрии режущей кромки, т. е. нужен микрогоометрический анализ абразивного зерна.

Таким образом, анализ геометрии абразивных зерен изначально необходимо подразделять на две части:

– анализ макрогоометрических показателей (гранулометрический анализ), которые в дальнейшем используются при прочностных расчетах и прогнозирования осыпаемости круга;

– анализ микрогоометрических показателей, который применяется для расчета износа инструмента.

В связи с вышеизложенным сформулируем задачи исследования:

1. Провести анализ макрогоометрических параметров абразивного материала, получить данные по распределению габаритных размеров зерен;

2. Провести анализ микрогоометрических параметров абразивных зерен, получить данные по распределению размеров угла заострения и радиусов закругления при вершинах зерен.

Исследование проводится на примере абразивного материала: электрокорунд циркониевый, зернистость 160, как основного материала, применяемого при изготовлении шлифовальных кругов для обдирочного шлифования.

Для проведения исследования геометрии абразивных зерен предлагается применить метод прямого получения цифрового изображения зерна методом сканирования с высоким разрешением, порядка 2400×2400 точек на дюйм, фиксированного масштаба, с последующей обработкой в программах анализа цифровых изображений и статистической обработкой полученных данных. Высокое разрешение цифровых изображений позволяет работать с объектами при значительном увеличении с сохранением четкости границ объекта.

Для получения цифровых фотографических изображений абразивных зерен, выполнены следующие мероприятия:

– произведена тарировка сканирующего устройства. Для этого сканировался эталонный образец, затем он измерялся с помощью программ редактирования растровой и векторной графики, сканирование производится в масштабе М 1:1;

– образцы выкладывались на сканирующую поверхность партиями по 10 штук, и сканировались в двух проекциях;

– полученные цифровые изображения обрабатывались в программе для работы с растровыми изображениями для получения четкой границы объекта.

Задача 1. Анализ макрогоометрических параметров абразивных зерен.

После получения цифровых изображений абразивных зерен, на каждом зерне производился замер трех параметров L – длина, b – ширина, h – высота, с соотношением размеров $L > b > h$, цифровое изображение зерна рис. 1.

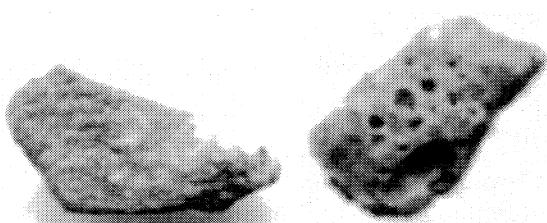


Рис. 1. Цифровое изображение абразивного зерна в двух проекциях

Полученные данные сводились в единую таблицу, фрагмент которой приведен ниже (табл. 1).

Таблица первичных данных получена за сравнительно короткие сроки, что говорит о простоте метода и высокой скорости обработки цифровых изображений образцов.

После формирования таблицы первоначальных данных вводим оценочные показатели и характеристики.

Таблица 1
Первичные данные измерений

| № зерна | Размеры, мм | | |
|---------|-------------|----------|----------|
| | L , мм | b , мм | h , мм |
| 1 | 3,17 | 2,22 | 1,91 |
| 2 | 2,71 | 1,72 | 1,30 |
| 3 | 3,49 | 2,06 | 2,02 |
| 4 | 3,77 | 2,33 | 1,83 |
| 5 | 3,47 | 1,72 | 1,03 |

В качестве базового параметра примем размер b , так как именно он определяет прохождение зерна в ячейку сетки при разделении зерен по зернистости, и который вследствие этого является лимитированным по своему максимальному размеру. Тогда характеристикой формы зерна будет отношение оставшихся двух параметров к базовому.

В качестве количественной оценки абразивного зерна по форме предлагаются следующие показатели:

$K_L = L/b$ – характеристика удлинения;

$K_h = h/b$ – характеристика плоскостности.

Вводим векторный коэффициент формы K_ϕ , который определяется совокупностью указанных выше показателей:

$$K_\phi = \{K_L; K_h\}.$$

(1)

Введенный векторный коэффициент формы K_ϕ и будет определять форму зерна. Он позволяет формально перейти к систематике абразивных зерен по форме. После ввода относительных коэффициентов производится приведение таблицы первичных данных к таблице показателей, составляющих векторного коэффициента формы (табл. 2).

Для оценки, полученных относительных коэффициентов, необходимо сформировать критерии оценки показателей.

В работе А.В. Мурдасова [2] по результатам исследований предложена следующая классификация зерен по виду формы: изометричные, брусовидные и пластинчатые. Для классификации форм зерен на типы с помощью векторного коэффициента формы приняты следующие формальные критерии соотношения показателей K_h , K_L (табл. 3).

Качественный и статистический анализ геометрии абразивных зерен, позволил задать границы изменения показателей K_h , K_L , соответствующих определенной форме зерна. В результате получена классификационная табл. 4, определяющая форму зерна в зависимости от значений показателей K_h , K_L .

Таблица 2
Таблица показателей K_h , K_L

| $K_h = h/b$ | $K_L = L/b$ |
|-------------|-------------|
| 0,860 | 1,428 |
| 0,756 | 1,575 |
| 0,981 | 1,694 |
| 0,785 | 1,618 |
| 0,598 | 2,017 |

Таблица 3
Формальные критерии показателей формы

| K_h | K_L | Форма зерна |
|---------------|---------------|--------------|
| $\approx 1,0$ | $\approx 1,0$ | Изометричная |
| $\approx 1,0$ | $> 1,0$ | Брусовидная |
| $< 1,0$ | $\approx 1,0$ | Брусовидная |
| $<< 1,0$ | $>> 1,0$ | Пластинчатая |

Таблица 4
Предельные значения показателей формы

| K_h | K_L | Форма зерна |
|-----------|-----------|--------------|
| 0,8...1,0 | 1,0...1,3 | Изометричная |
| 0,8...1,0 | 1,3...1,8 | Брусовидная |
| 0,6...0,8 | 1,0...1,3 | Брусовидная |
| 0,4...0,6 | 1,8...2,4 | Пластинчатая |

Исходя из таблицы показателей (см. табл. 2) проводим статистический анализ составляющих векторного коэффициента формы и строим диаграммы распределения параметров.

На рис. 2 и 3 представлены маргинальные распределения случайных показателей K_h и K_L , которые предопределяют количественные соотношения форм зерен на корреляционном поле рассеяния векторного коэффициента формы K_ϕ .

Корреляционное поле рассеяния отражает взаимосвязь показателей формы K_h и K_L и определяет положение образца в определенной зоне, ограниченной предельными значениями показателей формы.

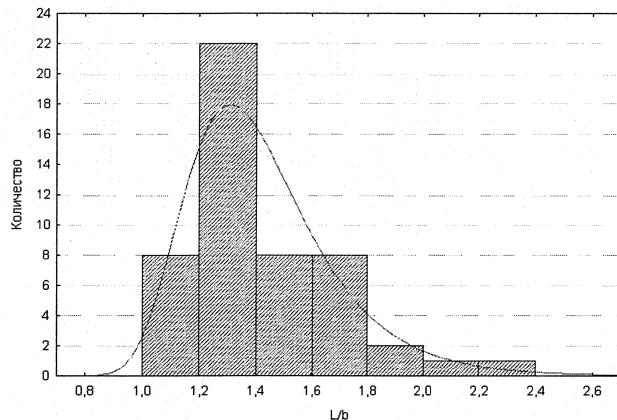


Рис. 2. Диаграмма распределения параметра K_L

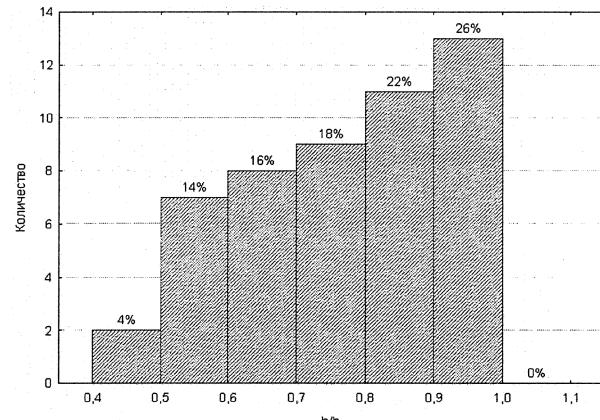


Рис. 3. Диаграмма распределения параметра K_h

Согласно данным, содержащимся в табл. 4, корреляционное поле рассеяния векторного коэффициента формы K_ϕ можно разделить на следующие зоны, соответствующие определенной форме зерна:

- при нахождении зерна в зоне 1 (рис. 4) абразивное зерно имеет изометричную форму;
- при нахождении зерна в зонах 2 и 3 зерно имеет брусовидную форму;
- при нахождении зерна в зоне 4 зерно имеет пластинчатую форму.

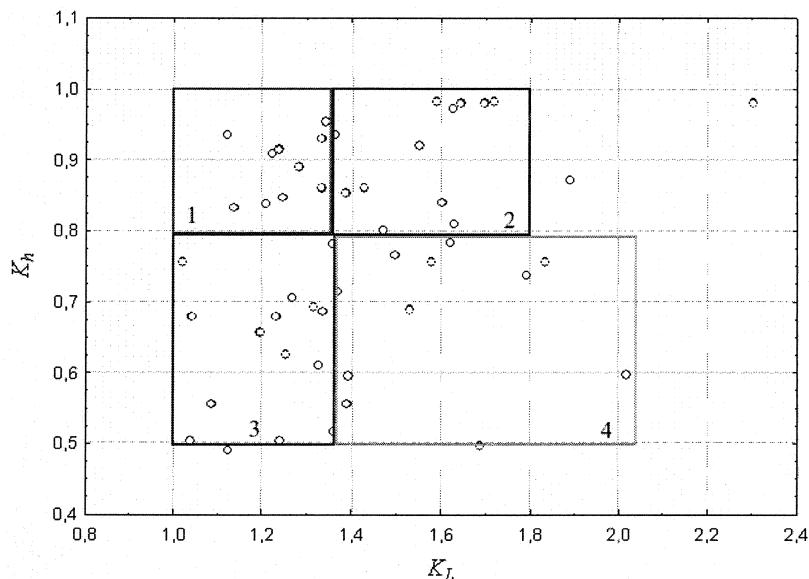


Рис. 4. Корреляционное поле рассеяния коэффициента формы K_ϕ

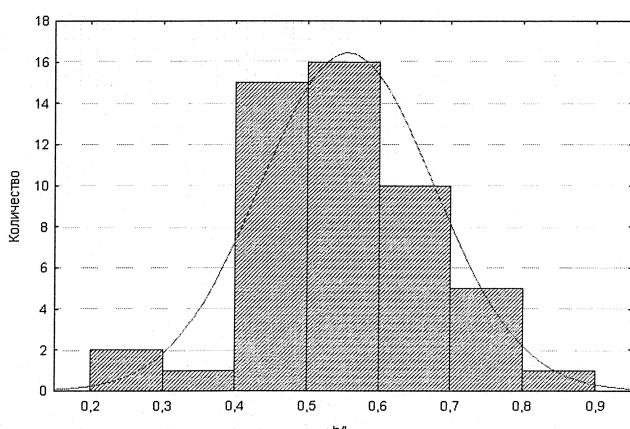


Рис. 5. Диаграмма распределения K_{hL}

В результате абразивные зерна делятся по типу формы в следующем процентном соотношении:

- изометричные 20 %;
- брусовидные 48 %;
- пластинчатые 22 %.

Для более полного анализа формы зерна вводим дополнительный коэффициент K_{hL} , который не привязан к базовой величине b , но он определяет форму абразивного зерна в третьей плоскости. То есть коэффициент K_{hL} является вспомогательным коэффициентом формы и определяется по соотношению (рис. 5):

$K_{h/L} = h/L$ – характеристика пластинчатости.

Коэффициент $K_{h/L}$ имеет среднее значение 0,4...0,6.

Задача 2. Анализ микрогеометрических параметров абразивных зерен.

Вводим показатели для микрогеометрического анализа.

В качестве показателей для анализа микрогеометрии абразивных зерен используются углы заострения зерен β (угол при вершине зерна) и радиусы закругления вершин зерен R в плоскости сканирования образцов.

Используя цифровые изображения абразивных зерен, исследуемой партии образцов, производим необходимые замеры угла заострения и радиуса закругления абразивных зерен (см. рис. 6) и формируем таблицу значений для введенных показателей.

Проводим анализ данных замеров и строим диаграммы распределения исследуемых параметров.

В результате статистического анализа получены следующие диаграммы распределения показателей (рис. 7, 8):

По проведенному статистическому анализу получены следующие результаты:

– среднее значение угла заострения зерна находится в пределах $85^\circ \leq \beta \leq 90^\circ$, в работе А.В. Мурдасова [2] для кругов тридцатилетней давности получен угол $\beta \approx 92^\circ$, в работе С.Н. Корчака [1] $\beta \approx 90^\circ$;

– среднее значение радиуса закругления при вершине зерна составляет $0,2 \leq R \leq 0,4$ мм.

Следует отметить, что в данном исследовании используются интервальные значения исследуемых геометрических параметров, так как при статистической оценке мы можем выделить только наиболее вероятный диапазон значений, характерный для данного параметра.

В результате проведенного исследования:

– по макрогоеометрическому анализу получены данные о форме зерен в процентном отношении к выборке, а также габаритные размеры абразива;

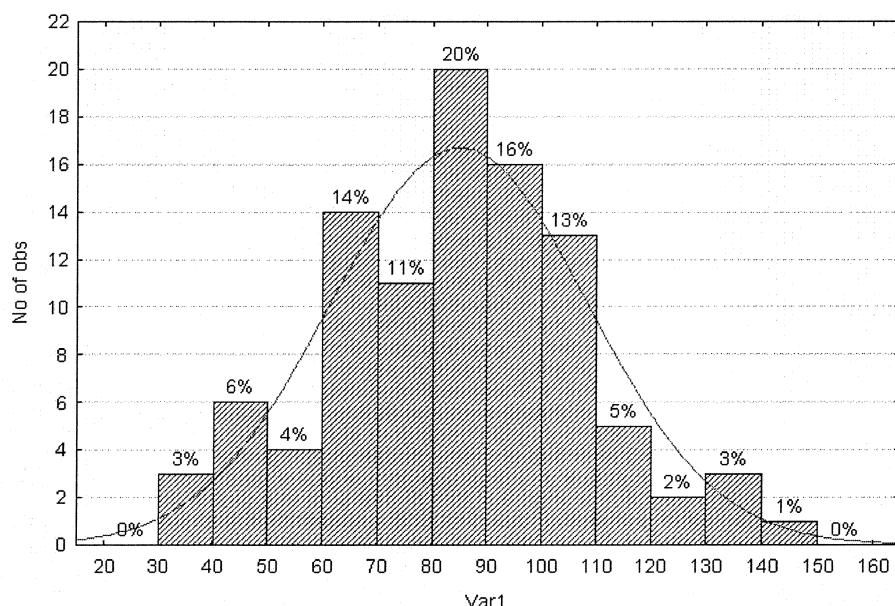


Рис. 7. Диаграмма распределения угла заострения зерна

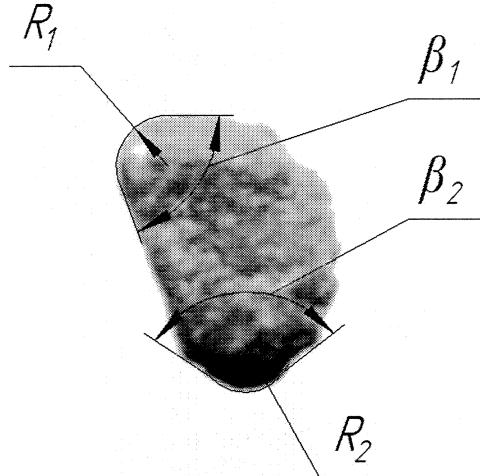


Рис. 6. Параметры абразивного зерна:
 β – угол заострения, R – радиус закругления

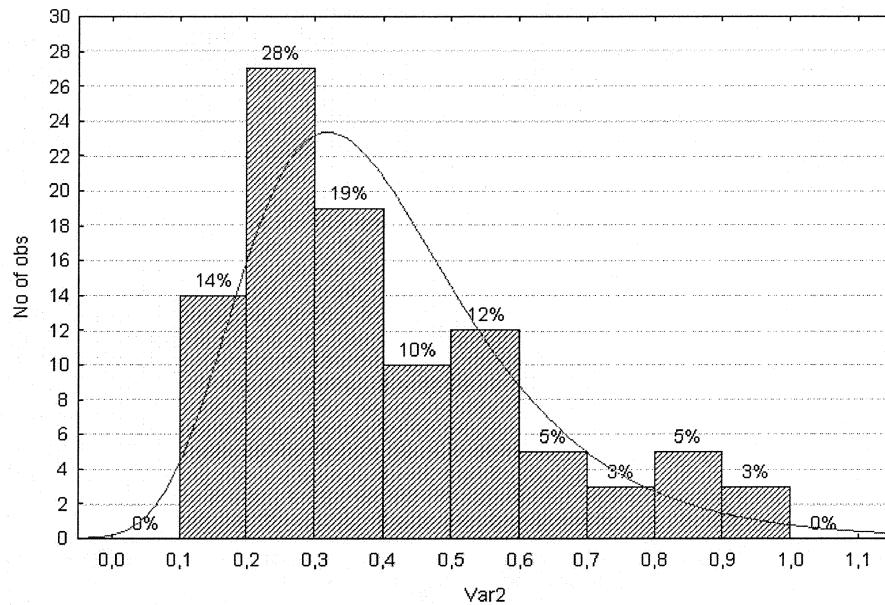


Рис. 8. Диаграмма распределения радиуса закругления при вершине зерна

- по микрогоометрическому анализу получены данные по радиусам закругления и по углу заострения абразивных зерен исследуемой выборки;
- опробована методика получения цифровых изображений абразивных зерен методом цифрового сканирования с большим разрешением.

Литература

1. Корчак, С.Н. Производительность процесса шлифования стальных деталей / С.Н. Корчак. – М.: Машиностроение, 1974. – 280 с.
2. Мурдасов, А.В. Исследование процесса обдирочного шлифования проката: дис. ... канд. техн. наук / А.В. Мурдасов; Уральский филиал Всесоюзного научно-исследовательского института абразивов и шлифования. – Челябинск, 1968.

Поступила в редакцию 9 февраля 2010 г.

Сопельцев Алексей Васильевич. Аспирант кафедры «Технология машиностроения» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – исследование процессов шлифования.

Aleksey V. Sopeltsev. Postgraduate student “Manufacturing Engineering” department of the South Ural State University. The area of scientific interests – investigation of grinding processes.

Контроль и испытания

УДК 621.43.016

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ МАГНИТНОГО ПОЛЯ НА ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

В.Л. Поляцко, В.С. Морозова, В.С. Гун

PILOT STUDY OF THE INFLUENCE OF MAGNETIC FIELDS ON THE ENVIRONMENTAL PERFORMANCE OF ROAD ENGINE

V.L. Polyacko, V.S. Morozova, V.S. Goun

Приведены результаты экспериментальных исследований изменения токсичных компонентов отработавших газов автомобильного двигателя в зависимости от обработки топлива и воздуха магнитным полем противоположной полярности.

Ключевые слова: поршневые двигатели внутреннего сгорания, отработавшие газы, токсичные компоненты отработавших газов, полнота сгорания, экологичность автомобилей, внешнее смесеобразование.

The results of experimental researches changes toxic components of exhaust gases road engine processing fuel and air magnetic field opposite polarity.

Keywords: internal combustion piston engines, the exhaust gases, toxic components of exhaust gases, completeness combustion, green cars, external tape stratification.

В настоящее время тепловыми двигателями внутреннего сгорания, по разным источникам, оборудовано от 85 до 95 % всех транспортных средств [1]. Автомобили, оснащенные поршневыми двигателями внутреннего сгорания (ПДВС), удовлетворяют потребности человечества в перемещении и перевозке грузов.

Несмотря на все положительные моменты, автомобильные двигатели внутреннего сгорания являются основными источниками загрязнения воздуха токсичными веществами, которые оказывают вредное воздействие на здоровье человека и окружающую природную среду. Негативное воздействие автомобильных двигателей на среду обитания человека – одна из самых актуальных проблем современности.

Решение этой проблемы имеет два направления: уменьшение токсичности ПДВС и создание малотоксичных силовых установок другого типа. В качестве возможных малотоксичных двигателей в настоящее время рассматриваются газотурбинные установки, двигатели с внешним подводом теплоты (двигатель Стирлинга, паровые двигатели), электрические установки с аккумуляторными батареями, солнечные батареи и т.д. Несмотря на такое разнообразие альтернативных силовых установок, на сегодняшний день не удается найти равнозначную замену ПДВС. Внедрение подобных силовых установок потребует огромных капиталовложений, связанных с переориентацией целого ряда производств, использованием дорогостоящих материалов, привлечением в эту сферу большого числа высококвалифицированных специалистов и др.

В связи с этим, по оценкам специалистов, следует ожидать, что ближайшие несколько десятилетий основной энергетической установкой для наземного транспорта останется ПДВС. Следовательно, существенного уменьшения загрязнения атмосферы можно добиться снижением токсичности именно этого типа двигателей. Здесь можно выделить два основных направления, в которых нужно действовать для достижения цели. Первое – создание новых двигателей с малотоксичным рабочим процессом, работающих как на традиционных, так и на новых видах топлива, второе – разработка и внедрение антитоксичных устройств, способствующих снижению токсичности существующих моделей ПДВС.

Ярким примером действий в направлении создания двигателей с малотоксичным рабочим процессом является создание топливной аппаратуры для дизелей «COMON REIL», позволившей

Контроль и испытания

значительно снизить дымность и токсичность двигателей с воспламенением от сжатия. В этой системе за управление моментом впрыска топлива и его давление отвечает электроника. Такое управление позволяет оптимизировать процесс сгорания в зависимости от конкретных условий эксплуатации автомобиля.

В бензиновых двигателях процесс приготовления топливной смеси также контролируется электроникой. Процессор управляет устройствами, приготавливающими смесь и воспламеняющими её в цилиндрах двигателя. Последними разработками в рабочих процессах бензиновых двигателей можно считать систему «MultiAir», которую запатентовал концерн «Fiat». В этой системе электроника управляет газораспределительным механизмом, изменяя фазы газораспределения высотой поднятия клапанов. Такая система позволила, по утверждениям разработчиков, добиться снижения токсичности двигателя в режиме прогрева до 40 %.

Разработки новых видов рабочего процесса и топлив активно ведутся в настоящее время. За последние годы были созданы модели двигателей и систем управления, которые позволили в несколько раз улучшить экологичность автомобилей. В связи с этим возникает вопрос о выводе из эксплуатации старого, неэкологичного подвижного состава.

В этих условиях, для улучшения экологической обстановки устаревший подвижной состав следует подвергнуть модернизации. Конструкционно подвергнуть изменениям двигатели таких автомобилей довольно дорого и, с точки зрения законодательства, очень сложно. Одним из вариантов решения этой проблемы является оборудование автомобилей установками, снижающими токсичность отработавших газов (ОГ). Такими устройствами являются: каталитические нейтрализаторы, устройства рециркуляции ОГ, устройства обработки топлива и воздуха магнитным (электромагнитным) полем и др.

Принцип действия катализаторов основан на том, что керамические соты с платино-иридиевым напылением создают такие условия, при которых азот, находящийся в виде оксидов (NO_x), теряет свою активность и «отдает» свой кислород, который образует диоксид углерода (CO_2) изmonoоксида (CO). Основным недостатком такого устройства является его высокая стоимость (стоимость такой конструкции сопоставима со стоимостью автомобиля 10–15-летнего возраста) и низкая надежность, а также его недостаточная эффективность в течение периода выхода на оптимальную температуру.

Устройства рециркуляции основаны на том, что часть ОГ отправляется во впускной тракт на дожигание, тем самым снижается концентрация окислов азота.

Влияние магнитных (электромагнитных) полей на процесс сгорания и смесеобразования на сегодняшний день до конца не изучено. Существует множество устройств использующих различные свойства магнитных полей [2].

В 2009 году авторами был запатентован способ интенсификации работы двигателя внутреннего сгорания путем обработки топлива и воздуха магнитным полем [3]. Было проведено несколько серий экспериментов, в ходе которых менялись такие параметры, как напряженность магнитного поля, форма магнитов, место установки. Была определена методика проведения экспериментов. На начальной стадии экспериментов плоские кольцевые магниты напряженностью 80–100 мТл устанавливались на топливозаборник бака автомобиля ВАЗ-21213 «Нива» 1996 года выпуска полюсом «S» к топливу, и такие же магниты на канал воздухозаборника воздушного фильтра полюсом «N» к воздуху. Таким образом, силовые линии магнитного поля пронизывают топливо и воздух в перпендикулярной плоскости относительно направления течения вещества (рис. 1).

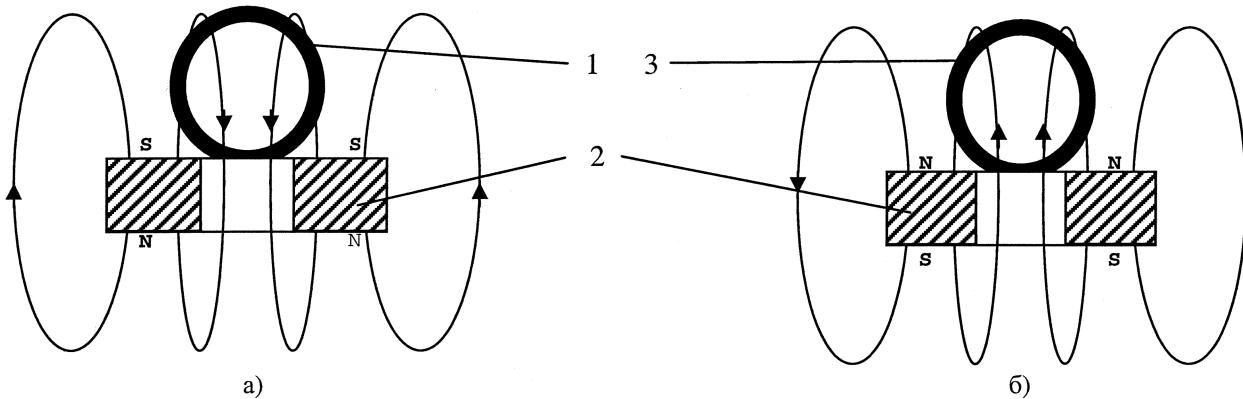


Рис. 1. Воздействие магнитного поля: а – на топливопровод; б – на воздухопровод.

1 – резиновый шланг топливоподачи; 2 – кольцевой магнит; 3 – пластмассовый канал воздухозаборника

Магниты устанавливаются на неметаллические элементы системы питания и воздушного фильтра. Замеры токсичности ОГ проводились пятикомпонентным газоанализатором «АВТОТЕСТ 02.03 П» отечественного производства на режимах холостого хода, минимальной и повышенной частоты вращения коленчатого вала, и рециркуляции двигателя, 700, 3000 и 1500 мин⁻¹ соответственно.

Замеры проводились в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52033–2003 на полностью прогретом двигателе. По результатам эксперимента наблюдалось снижение концентрации токсичных компонентов ОГ (CO, CH, NO_x) и увеличение нетоксичного компонента (CO₂), а также увеличение коэффициента избытка воздуха λ , значение которого приближается к стехиометрическому [4].

В последующих сериях экспериментов был осуществлен переход к плоским магнитам призматической формы, имеющим более равномерное направление магнитных силовых линий и большую их плотность. Призмы были составлены в блоки по 3 штуки одноименными полюсами друг к другу.

Блоки прикреплялись к неметаллическим частям системы питания и воздушного фильтра. В результате получилась конструкция более оптимальная, чем в предыдущих опытах. Силовые линии магнитов воздействовали на компоненты топливовоздушной смеси равномернее (рис. 2).

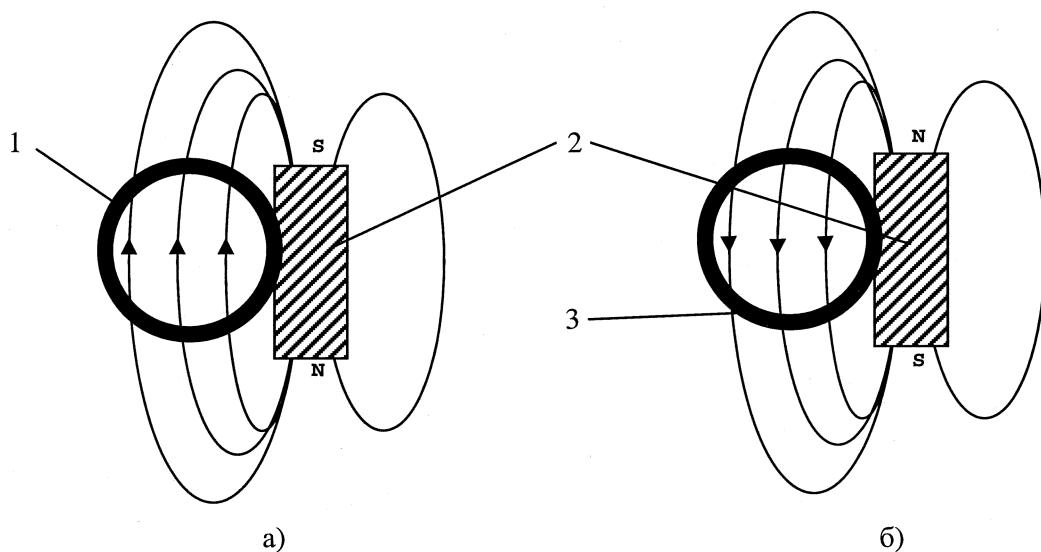


Рис. 2. Воздействие плоских призматических магнитов: а – на топливо; б – на воздух.
1 – резиновый шланг топливоподачи; 2 – блок призматических магнитов;
3 – пластмассовый канал воздухозаборника

Из рис. 2 видно, что силовые линии, одновременно воздействуя на топливо и воздух, разнонаправлены. На всех режимах в разных степенях наблюдалось снижение токсичных компонентов ОГ. Максимальное снижение концентрации оксида углерода наблюдается на самом токсичном режиме минимального холостого хода.

Результаты экспериментов отражены в табл. 1, 2 и на рис. 3, 4.

Результаты проведенных опытов дают основание утверждать, что воздействие магнитного поля на топливо и воздух разноименными полюсами приводит к улучшению экологичности бензиновых двигателей с внешним смесеобразованием. Как видно из графиков (см. рис. 3) и гистограммы (см. рис. 4), концентрация токсичных компонентов ОГ снижается, концентрация CO₂ (конечного продукта сгорания топлива) повышается, коэффициент избытка воздуха (λ) увеличивается, приближаясь к стехиометрическому значению (см. рис. 3, д).

Изменение компонентов ОГ, выраженное в процентах, представлено в табл. 2. Знак «–» перед цифровым значением означает, что значение показателя уменьшилось, знак «+» означает, что значение показателя увеличилось.

Повышение CO₂ и λ может являться подтверждением гипотезы о том, что одновременное воздействие разноименными полюсами магнитного поля на топливо и воздух увеличивает полноту сгорания топлива, вероятно за счет повышения интенсивности испарения жидкости в магните.

Контроль и испытания

ном поле и более качественной гомогенизации паров топлива с противоположно заряженными молекулами воздуха. Повышение степени испарения жидкости в магнитном поле (эффект магнитной конвекции) в конце 90-х годов достигли в своих опытах японские ученые из Токийского Университета. Перемещая сосуд с жидкостью в магнитном поле, они пришли к выводу, что при движении и жидкости пересечении силовых линий магнитного поля степень её испаряемости увеличивается [5].

Таблица 1
Значение выходных компонентов ОГ

| Название компонента ОГ | Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹ | Серийная система | Система с кольцевыми магнитами | Система с плоскими призматическими магнитами |
|---|--|------------------|--------------------------------|--|
| CO, % | 700 | 4,88 | 2,16 | 3,12 |
| | 1500 | 9,45 | 7,00 | 8,42 |
| | 3000 | 6,72 | 5,60 | 3,09 |
| CH, ppm | 700 | 1354 | 447 | 404 |
| | 1500 | 1245 | 594 | 653 |
| | 3000 | 550 | 439 | 176 |
| NO _x , ppm | 700 | 111 | 62 | 68 |
| | 1500 | 133 | 67 | 91 |
| | 3000 | 205 | 181 | 162 |
| CO ₂ , % | 700 | 12,70 | 14,20 | 13,10 |
| | 1500 | 8,75 | 10,65 | 11,00 |
| | 3000 | 12,00 | 12,90 | 14,00 |
| Коэффициент избытка воздуха (λ) | 700 | 0,889 | 0,982 | 0,950 |
| | 1500 | 0,753 | 0,812 | 0,846 |
| | 3000 | 0,850 | 0,878 | 0,927 |

Таблица 2
Изменение компонентов ОГ, выраженное в процентах

| Название компонента | Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹ | Система с кольцевыми магнитами | Система с плоскими призматическими магнитами |
|---|--|--------------------------------|--|
| CO, % | 700 | -55,74 | -36,06 |
| | 1500 | -25,93 | -10,90 |
| | 3000 | -16,70 | -54,02 |
| CH, ppm | 700 | -66,99 | -70,16 |
| | 1500 | -52,29 | -47,55 |
| | 3000 | -20,18 | -68,00 |
| NO _x , ppm | 700 | -44,14 | -38,74 |
| | 1500 | -49,62 | -31,58 |
| | 3000 | -11,70 | -20,98 |
| CO ₂ , % | 700 | +11,81 | +3,15 |
| | 1500 | +21,71 | +25,71 |
| | 3000 | +7,50 | +16,70 |
| Коэффициент избытка воздуха (λ) | 700 | +9,30 | +6,10 |
| | 1500 | +5,90 | +9,30 |
| | 3000 | +2,80 | +7,70 |

Принимая во внимание то, что стоимость вышеописанных устройств колеблется в пределах 100–200 рублей, становится очевидным, что работа в данном направлении актуальна и целесообразна как с позиций экологии, так и с позиций экономики.

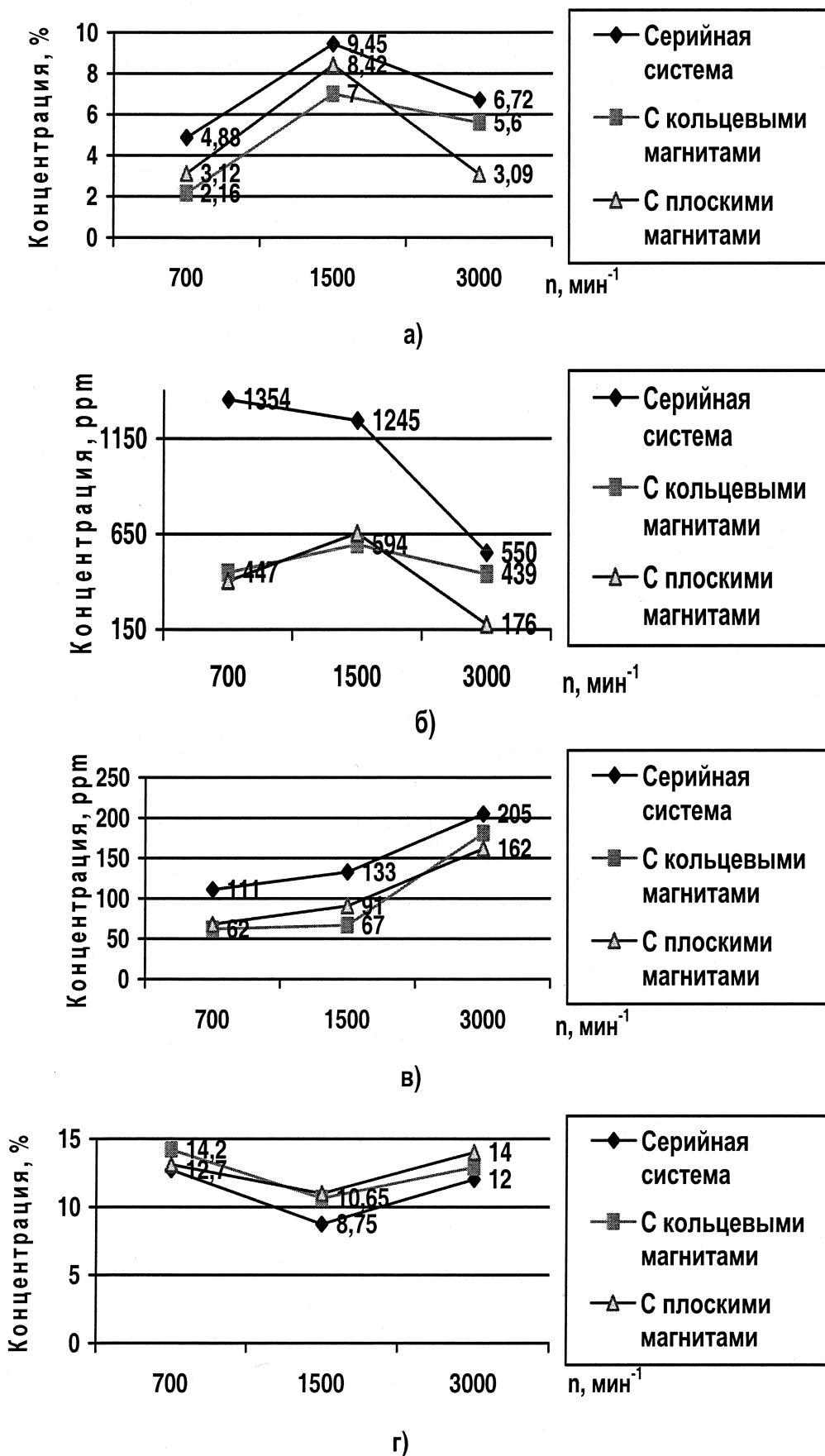


Рис. 3. Изменение компонентов ОГ в зависимости от типа магнитного устройства:
а – СО; б – СН; в – NO_x; г – CO₂; д – коэффициента избытка воздуха (λ)

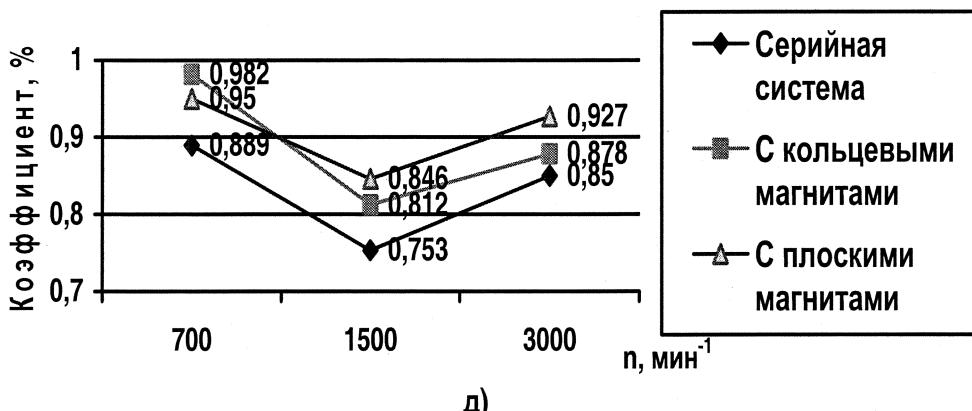


Рис. 3. Окончание



Рис. 4. Изменения компонентов ОГ в зависимости от типа магнитного устройства

Литература

1. Кукис, В.С. Токсичность двигателей автомобильной техники: учебное пособие / В.С. Кукис, Б.Н. Сучугов. – Челябинск: Типография ЧВВАИУ, 1992.
2. Морозова, В.С. Улучшение экологических показателей воздействием магнитного поля на подачу топлива и воздуха в двигатель / В.С. Морозова, В.Л. Поляцко // Актуальные проблемы развития и эксплуатации поршневых двигателей в транспортном комплексе Азиатско-Тихоокеанского региона: материалы Междунар. науч.-техн. конф. «Двигатели-2008». – Хабаровск: Изд-во Тихоокеанского гос. ун-та, 2008. – С. 210–213.
3. Пат. 042445 РФ, МПК F02M27/04, F02B51/04. Способ интенсификации работы двигателя внутреннего сгорания / В.С. Морозова, В.К. Марченков, В.Л. Поляцко, В.С Гун, С.П. Вяткин, В.И. Рамов. – RU-2007138802/06; заявл. 18.10.2007; опубл. 20.04.2009, Бюл. № 11.
4. Морозова, В.С. Возможность снижения токсичности отработавших газов автомобилей воздействием магнитного поля / В.С. Морозова, В.Л. Поляцко, С.А. Сапунов // Безопасность жизнедеятельности в третьем тысячелетии: сб. материалов IV Междунар. науч.-практ. конф. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2009. – Т. 2. – С. 128–132.
5. Magnetic field enhancement of water vaporization / Jun Nakagawa, Noriyuki Hirota, Koichi Kitazawa, Makoto Shoda // JOURNAL OF APPLIED PHYSICS. – 1999. – V. 86, № 5.

Поступила в редакцию 22 января 2010 г.

Поляцко Владимир Леонидович. Аспирант кафедры «Эксплуатация автомобильного транспорта» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – экология транспорта.

Vladimir L. Polyacko. Graduate student of the «Automobile transport exploitation» department of the South Ural State University. Professional interests: ecology of transport.

Морозова Вера Сергеевна. Доктор технических наук, профессор кафедры «Эксплуатация автомобильного транспорта» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – впрыскивание топлива в дизелях, экология транспорта.

Vera S. Morozova. The doctor of engineering sciences, professor «Automobile transport exploitation» department of the South Ural State University. Professional interests: fuel injection in Diesel engine, ecology of transport.

Гун Валентина Сергеевна. Старший преподаватель кафедры «Электротехника» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – впрыскивание топлива в дизелях, экология транспорта, автомобильная электроника.

Valentina S. Goun. The senior teacher of the «electrical engineering» department of the South Ural State University. Professional interests: fuel injection in Diesel engine, ecology of transport, automotive electronics.

ПРАВИЛА ДЛЯ АВТОРОВ

1. В редакцию предоставляются печатный вариант статьи (шрифт 14 пт) и ее электронная версия (формат MS Word версии 2003 и ранее) согласно п. 5 настоящих правил, экспертное заключение о возможности опубликования статьи в открытой печати (оригинал), контактная информация ответственного за подготовку рукописи.

2. Структура статьи: УДК, название (не более 15 слов) на русском языке, список авторов на русском языке, название статьи на английском языке, список авторов на английском языке, аннотация (не более 350 знаков) на русском языке, список ключевых слов на русском языке, аннотация на английском языке, список ключевых слов на английском языке, текст статьи, литература (в порядке цитирования, ГОСТ 7.1–2003).

3. После текста статьи следуют сведения об авторах (Ф.И.О., научная степень, научное звание, место работы, должность, область научных интересов) на русском и английском языках.

4. Объем статьи, включая сведения об авторах – не более 10 страниц, оформленных в соответствии с правилами.

5. Параметры набора. Поля: зеркальные, верхнее, нижнее – 2,3 см, внутри – 2,2 см, снаружи – 2,5 см, переплет – 0. Отступы до колонтитулов – 1,8 см. Текст набирается в одну колонку, шрифт – Times New Roman, 11 пт. Отступ первой строки абзаца – 0,8 см. Выравнивание – по ширине. Междустрочный интервал – единичный. Включить автоматический перенос. Все кавычки должны быть угловыми (« »). Все символы «тире» должны быть среднего размера («–», а не «-»). Десятичный разделитель во всех элементах статьи (текст, формулы, таблицы, картинки) – запятая. Начертание цифр (арабских, римских) во всех элементах статьи – прямое (не курсив).

6. Формулы набираются в редакторе формул Microsoft Equation (строго!) с отступом 0,8 см. Размер символов: обычные – 11 пт, крупный индекс – 7 пт, мелкий индекс – 6 пт.

7. Рисунки – черно-белые. Если рисунок создан не средствами MS Office, необходимо предоставить его в редакцию в электронном виде в том формате, в котором он создан (tiff, bmp, cdr, dxf и т.д.). Для растровых рисунков разрешение не менее 300 dpi. Подрисуточные надписи выполнять шрифтом Arial, 8 пт, полужирным.

8. Адрес редакции научного журнала «Вестник ЮУрГУ», серии «Машиностроение»: Россия, 454080, г. Челябинск, пр. им. Ленина, 76, Южно-Уральский государственный университет, Механико-технологический факультет, кафедра АМСП, ответственному редактору Тверскому Михаилу Михайловичу.

9. Электронная почта: vetkadog@mail.ru

10. Полную версию правил подготовки рукописей можно загрузить с сайта ЮУрГУ (<http://www.susu.ac.ru>), следуя ссылкам: «Научные исследования», «Издательская деятельность», «Вестник ЮУрГУ», «Серии».

11. Плата с аспирантов за публикацию статей не берется.

ВЕСТНИК ЮЖНО-УРАЛЬСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 10 (186) 2010

**Серия
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Выпуск 15**

Редактор М.Н. Атауллина
Компьютерная верстка И.А. Захаровой

Издательский центр Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 20.03.2010. Формат 60×84 1/8. Печать трафаретная.
Усл. печ. л. 10,46. Уч.-изд. л. 10,35. Тираж 500 экз. Заказ 92/195.

Отпечатано в типографии Издательского центра ЮУрГУ. 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.